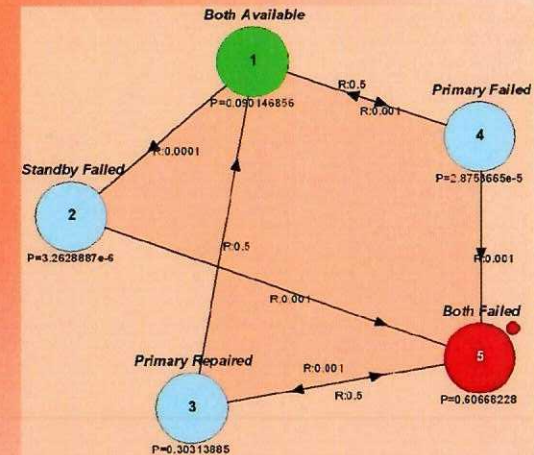


Viorel GOANȚĂ

ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE TEHNICE ÎN INGINERIA MECANICĂ

Îndrumar de laborator

Probabilitatea de apariție	Foarte des		b_4			
	Frecvent	b_1	b_2, c_4	b_3, c_1	f_1	
	Ocazional	e_3	c_3, c_5	a_2, f_3	d_1	c_2
	Singular	e_2	e_1, f_4, a_1	f_2		
	Improbabil					
		Neglijabil	Marginal	Major	Critic	Catastrofal
Gradul de severitate (consecințe)						



Editura Tehnopress
2017

SCOPUL LUCRĂRII

Îndrumarul de laborator conține lucrările de Analiza riscului și expertize în ingineria mecanică ce se efectuează de către studenții de la Master, din cadrul Facultății de Mecanică a Universității Tehnice „Gheorghe Asachi” din Iași. Conținutul fiecărei lucrări de laborator este astfel structurat încât să cuprindă noțiuni teoretice necesare a fi aprofundate în vederea înțelegerii tuturor etapelor de desfășurare a lucrării de laborator. Astfel, fără a fi documentații de la orele de curs, parcurgând o lucrare de laborator, studenții vor putea înțelege, din punct de vedere teoretic și practic, aspectele importante ce vor reieși ca urmare a desfășurării unei ședințe de laborator.

În esență, prezentul îndrumar conține două tipuri de lucrări de laborator: lucrări de expertizare și diagnosticare ce sunt prezentate în prima parte a îndrumarului, respectiv lucrările de la 1 la 7 și lucrări de analiza riscului cuprinse în cadrul lucrărilor de la 8 la 11. Conținutul, rezumat, al fiecărei lucrări de laborator este prezentat în cele ce urmează.

Lucrarea 1 se referă la măsurarea forțelor și calibrarea traductoarelor de forță în care se efectuează următoarele activități: prezentarea traductoarelor de forță, modul de măsurare a forțelor, aparatura utilizată, calibrarea traductoarelor de forță și modurile de implementare a acestora, odată calibrate, în scheme de automatizare și control. Prin înțelegerea modului de calibrare a traductoare precum și a modului de măsurare a forțelor, în exploatare se pot face expertizări mai sigure privind forțele dezvoltate.

În cadrul *lucrării 2* se prezintă măsurarea deplasărilor și calibrarea traductoarelor de deplasare. La fel ca în cadrul lucrării 1 se prezintă: traductoare de deplasare utilizate precum și moduri de construcție, modul de măsurare a deplasărilor, aparatura utilizată pentru calibrarea traductoarelor de forță și modurile de implementare a acestora, odată calibrate, în scheme de automatizare și control.

Lucrarea 3 conține trasarea curbelor moment de torsiune-unghi pentru epruvete cu secțiuni diferite. Titlul acestei lucrări constituie un pretext pentru a pune în evidență modul de achiziție și prelucrare a datelor experimentale de la patru traductoare diferite: de moment de torsiune, de unghi, de forță și de deplasare, acestea din urmă calibrate în cadrul lucrărilor de laborator anterioare. În cadrul acestei lucrări se va utiliza un stand special construit pentru solicitarea compusă de tracțiune cu torsiune, ce conține, pe lângă partea mecanică de acționare și o parte de achiziție de date în regim dinamic, incluzând aici și softurile aferente. Astfel, semnalele primite de la traductori, prin intermediul calibrărilor efectuate, vor trebui transformate în mărimi mecanice, respectiv: moment de torsiune (calcul tensiune tangențială), unghi de rotire (calcul lunecare specifică), forță (calcul tensiune normală) și deplasare (calcul deformație specifică). Prin efectuarea acestei lucrări studenții vor deprinde modul de lucru cu instalațiile ce furnizează semnale electrice ce trebuie transformate în mărimi mecanice.

În cadrul *lucrării 4* se arată modul de determinare a constantelor elastice pe trei direcții pentru trei tipuri diferite de materialele compozite – metoda octogonului. Procedeu utilizat aici permite determinarea constantelor elastice pe trei direcții diferite utilizând o singură probă de formă octogonală. Și în cadrul acestei lucrări se vor face achiziții și prelucrări de date. În cadrul acestei lucrări se vor utiliza materiale compozite ortotrope. În acest fel, se pun în evidență diferențele existente între materialele metalice și cele compozite.

Lucrarea 5 redă determinarea experimentală a tensiunilor și a deformațiilor prin fotoelasticimetrie în dreptul concentratorilor de tensiune. În cadrul acestei lucrări se utilizează aparatura specială de fotoelasticimetrie și probe cu concentratori pe care s-a fixat materialul fotoelastic. Astfel, se pune în evidență modul de lucru cu această aparatură în vederea utilizării ei în expertizare și diagnosticare.

În cadrul *lucrării 6* se prezintă un procedeu de evaluare a gradului de deformare plastică pentru componentele aflate în exploatare, utilizând încercarea de duritate. Procedeu descris aici este unul nou, care se poate utiliza cu succes în expertizarea și diagnosticarea duratei de viață rămasă pentru exploatare.

Lucrarea 7 conține încercarea dinamică a suspensiilor auto – preluare caracteristici, încercare la durabilitate, calibrare sistem. În cadrul acestei lucrări sunt prezentate trei moduri de încercare și/sau determinarea a unor caracteristici. În primul rând se va observa influența, fie a vitezei de încercare fie a deplasării asupra caracteristicii forță – deplasare, ca răspuns a suspensiei auto la solicitarea (deplasarea) produsă de mașina de încercat. În al doilea rând, pe baza unui traductor tensometric montat pe arc, se va calibra suspensia pentru transformarea acesteia, la rândul ei, într-un sistem de măsurare in-situ. În cele din urmă se va supune suspensia auto la o solicitare de duranță.

În *lucrarea 8* se prezintă modul de utilizare a matricei de risc în vederea determinării zonelor de risc în care se pot plasa componentele studiate ale unui sistem (mecanic). Tot aici se propun și soluții de remediere în vederea deplasării riscului determinat al unei componente dintr-o zonă cu risc ridicat într-o zonă cu risc acceptabil.

Determinarea probabilității de cedare prin analiza de tip arbore de defectare este prezentată în *lucrarea 9*. Aici sunt prezentate câteva noțiuni teoretice dar și exemple de aplicare a structurii de tip arbore de defectare în vederea determinării, de la efect la cauză, a probabilității de cedare/defectare/funcționare neconformă pentru un sistem (mecanic) avut în vedere.

În cadrul *lucrării 10* se prezintă evaluarea riscului pe baza utilizării diagramei de tip arbore de evenimente. În cadrul acestei lucrări se face o analiză a efectelor unei cedări/neconformități/defectări/etc. asupra unui sistem și a modului în care acesta reacționează. În final se constată efectele/consecințele evenimentului inițial, după trecerea de barierele sistemului.

Analiză structurală a fiabilității sistemelor mecatronice pe baza utilizării lanțuri Markov se prezintă în cadrul *lucrării 11*. Aici sunt cuprinse și minime noțiuni teoretice pentru a înțelege modul de utilizare dar și rezultatele obținute în cazul lanțurilor Markov. Sunt prezentate și câteva exemple de lucru cu lanțurile Markov, din diferite domenii.

Având în vedere cele prezentate, putem concluziona că prezentul îndrumar de laborator își regăsește utilitatea în pregătirea studenților pentru asimilarea teoretică și practică a noțiunilor specifice disciplinei de Analiza a riscului și expertize tehnice în ingineria mecanică. Cele două componente ale laboratorului, respectiv, expertiza și diagnosticarea precum și analizele de risc sub diferite forme, prezintă noțiuni legate de: durată de viață, expertizarea stării sistemului, fiabilitate, mentenanță, risc asumat, analize de risc, propuneri pentru ameliorarea sau reducerea riscurilor.

Autorul

CUPRINS

Lucrarea 1. MĂSURAREA FORȚELOR ȘI CALIBRAREA TRADUCTOARELOR DE FORȚĂ	5
1.1. Traductoare – generalități, clasificare	5
1.2. Dispozitive utilizate pentru măsurarea forțelor	7
1.3. Măsurarea forțelor cu ajutorul traductoarelor de forță	10
1.4. Calibrarea traductoarelor de forță	12
Lucrarea 2. MĂSURAREA DEPLASĂRILOR ȘI CALIBRAREA TRADUCTOARELOR DE DEPLASARE	17
2.1. Clasificarea traductoarelor de deplasare	17
2.1.1. Traductoare rezistive de deplasare	17
2.1.2. Traductoare inductive	19
2.1.3. Traductoare capacitive	20
2.2. Calibrarea traductoarelor de deplasare	22
2.3. Determinări experimentale	25
Lucrarea 3. TRASAREA CURBELOR MOMENT DE TORSIUNE-UNGHI PENTRU EPRUVETE CU SECȚIUNI DIFERITE	27
3.1. Momentul de torsiune. Definiție. Modalitate de calcul	27
3.2. Calculul momentului de torsiune cunoscând puterea și turația	29
3.3. Deformarea barelor solicitate la torsiune	30
3.4. Calculul deformațiilor	31
3.5. Calculul de rezistență	33
3.6. Metode de măsurare a cuplului	34
3.7. Senzori de cuplu	34
3.8. Traductoare de cuplu	35
3.9. Traductorul de moment de torsiune și unghi de tip DR-2112R	37
3.10. Programul de achiziție LabVIEW 6.0	41
3.11. Rezultate experimentale	42
3.12. Concluzii	47
Lucrarea 4. DETERMINAREA CONSTANTELOR ELASTICE PE TREI DIRECȚII PENTRU TREI TIPURI DIFERITE DE MATERIALELE COMPOZITE – METODA OCTOGONULUI	49
4.1. Introducere – noțiuni de calcul	49
4.2. Determinarea E și ν pe baza tensometriei electrice rezistive	50
4.3. Epruvete și echipamente utilizate	51
4.4. Modul de efectuare a încercărilor	53
4.5. Prelucrarea datelor experimentale	54
4.6. Analiza cu elemente finite a octogonului solicitat monoaxial	56

Lucrarea 5. DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A TENSIUNILOR ȘI A DEFORMAȚIILOR PRIN FOTOELASTICIMETRIE ÎN DREPTUL CONCENTRATORILOR DE TENSIUNE	59
5.1. Fotoelasticimetria - generalități	59
5.2. Noțiuni introductive privind fotoelasticitatea	61
5.3. Noțiuni teoretice privind polarizarea	62
5.4. Aparatura și materiale utilizate	65
5.4.1. Polariscopul de reflexie	65
5.4.2. Materialele de acoperire	65
5.4.3. Analiza franjelor fotoelastice	66
5.4.4. Interpretarea domeniului complet	66
5.4.5. Generarea franjelor	67
5.4.6. Identificarea franjelor	67
5.4.7. Măsurarea direcțiilor deformației principale	68
5.4.8. Determinarea amplitudinii tensiunilor și deformațiilor	69
5.4.9. Măsurarea în puncte	70
5.5. Stabilirea direcțiilor principale ale deformațiilor specifice/tensiunilor normale	72
5.6. Descrierea dispozitivului și caracterizarea materialului fotoelastic pentru determinarea stării de deformație (ε_1 - ε_2) în vecinătatea unor concentratori	72
5.6.1. Descrierea dispozitivului	72
5.6.2. Caracterizarea materialului fotoelastic	73
5.7. Operațiuni premergătoare încercărilor realizate prin softul PSCalc 3.1	74
5.8. Izocromate obținute pe bara solicitată	77
5.9. Determinarea tensiunilor și a deformațiilor în vecinătatea unor concentratori	78
Lucrarea 6. PROCEDEU DE EVALUARE A GRADULUI DE DEFORMARE PLASTICĂ PENTRU COMPONENTELE AFLATE ÎN EXPLOATARE UTILIZÂND ÎNCERCAREA DE DURITATE	83
6.1. Corelație între duritate și caracteristicile mecanice	83
6.2. Rezultatele anterioare privind utilizarea durității ca măsură a gradului de deformare plastică	84
6.3. Materiale utilizate și metoda de lucru	85
6.4. Rezultate și comentarii	94
6.5. Descrierea procedurii și a pașilor necesari expertizării deformației plastice	95
6.6. Concluzii	96
Lucrarea 7. ÎNCERCAREA DINAMICĂ A SUSPENSIILOR AUTO – PRELUARE CARACTERISTICI, ÎNCERCARE LA DURABILITATE, CALIBRARE SISTEM	99
7.1. Clasificarea suspensiilor	99
7.2. Amortizoarele – construcție	101
7.3. Modele matematice de identificare a amortizorului	102
7.4. Caracteristicile amortizoarelor	103

7.5. Încercarea la tracțiune - compresiune a amortizorului față	105
7.6. Încercarea amortizorului spate	109
7.7. Comparatie între cele două tipuri de amortizoare	112
7.8. Solicitarea suspensiei spate: amortizor + arc	114
7.9. Concluzii	117
Lucrarea 8. MATRICEA DE RISC – PROCEDEU DE LUCRU ȘI EXEMPLE DE APLICARE	121
8.1. Introducere	121
8.2. Clase de probabilitate și consecințe în cadrul matricei de risc	123
8.3. Niveluri de risc determinate pe baza matricei de risc	125
8.4. Exemple de aplicare a metodologiei de tip matrice de risc	126
8.4.1. Matricea de risc - metodologie specifică de analiză a factorilor de risc pentru un scaun de deplasare, cu acționare electrică.	126
8.4.2. Identificarea pericolelor potențiale și trasarea unei matrice de risc pentru un motor electric	130
8.4.3. Identificarea potențialelor pericole și trasarea unei matrice de risc pentru un turbocompresor cu geometrie variabilă și senzor de turație	132
8.4.4. Trasarea unei matrice de risc pentru un turbocompresor cu geometrie variabilă	135
Lucrarea 9. DETERMINAREA PROBABILITĂȚII DE CEDARE PRIN ANALIZA DE TIP ARBORE DE DEFECTARE	149
9.1. Metodologia analizei de tip “arbore de defectare”	149
9.2. Determinarea riscului pe baza metodologiei “arborelui de defectare”	150
9.3. Desenarea Fault Tree: porți și evenimente	151
9.4. Evenimente în cadrul arborelui de defectare	153
9.5. Metoda FMEA (Failure Modes and Effects Analysis)	154
9.5.1. FMEA - impactul consecințelor	154
9.5.2. Probabilitatea de manifestare a riscului	155
9.5.3. Eveniment – probabilitate	156
9.6. Proiectarea și realizarea unei diagrame de tip arbore de defectare	157
9.7. Modele utilizate pentru evenimentele primare	158
9.8. Tipuri de analiză	161
9.9. Exemple de aplicare a metodologiei de tip arbore de defectare	162
9.9.1. Arborele de defectare pentru un ambreiaj	162
9.9.2. Arbore de defectare al unui motor în 2 timpi	166
9.10. Concluzii	168
Lucrarea 10. EVALUAREA RISCULUI PE BAZA UTILIZĂRII DIAGramei DE TIP ARBORE DE EVENIMENTE- EXEMPLE	169
10.1. Analiza de tip arbore de evenimente	169
10.2. Construcția unui arbore de evenimente	170
10.3. Pași de bază în construcția arborelui de evenimente	174
10.4. Definirea unui eveniment accidental	176

10.5. Barierele de siguranță	177
10.6. Evaluarea consecințelor	178
10.7. Exemple de utilizare a metodologiei de tip arbore de evenimente	179
10.7.1. Utilizarea unui arbore de evenimente în cazul fisurării unei conducte de la răcitorul unei centrale nucleare	179
10.7.2. Utilizarea unui arbore de evenimente pentru a evalua reducerea riscului obținut de la dispozitivele de protecție împotriva căderilor de pietre	181
Lucrarea 11. ANALIZĂ STRUCTURALĂ – LANȚURI MARKOV	185
11.1. Procese Markov	185
11.2. Mod de lucru privind exemplele de realizare a lanțurilor Markov	187
11.3. Programul Toolkit și Analiza de tip Markov	188
11.3.1. Crearea unui proiect Markov	189
11.3.2. Analiza rezultatelor	195

ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE TEHNICE ÎN INGINERIA MECANICĂ

- LABORATOR 1 -

MĂSURAREA FORTELOR ȘI CALIBRAREA TRADUCTOARELOR DE FORȚĂ

1.1. Traductoare – generalități, clasificare

1.1.1. Dispozitive utilizate pentru măsurarea forțelor

1.3. Măsurarea forțelor cu ajutorul traductoarelor de forță

1.4. Calibrarea traductoarelor de forță

1.1. Traductoare – generalități, clasificare

Procesul de măsurare presupune un fenomen de preluare a informației de la elementul de măsurat, sub forma unei energii, transmiterea acesteia la o unitate de prelucrare ce stabilește valoarea mărimii măsurate prin comparație cu un etalon sau cu o scară și care o aplică unui bloc de ieșire care poate avea și rol de indicator. Mărimile pot fi active, dacă sunt purtătoare de energie (de ex.: forța, curentul electric etc.) sau pasive, dacă informația este conținută în structura elementului de măsurat (ex.: masa, rezistivitatea, etc.), [1, 2].

Preluarea informației de la elementul de măsurat se face de către traductor, un dispozitiv care, pe baza unei legi fizice, realizează transformarea unei mărimi fizice într-o mărime electrică, diferită de prima calitativ sau cantitativ. Traductorul care transformă mărimea de măsurat provenită de la elementul de măsurat într-o altă mărime, adecvată unei prelucrări ulterioare, se numește traductor de intrare sau senzor, iar traductorul care transformă semnalul prelucrat, purtător de informație de măsurare, într-un semnal ce poate fi folosit la locul de utilizare, se numește traductor de ieșire.

Traductoarele se compun din *elementul sensibil ES și elementul traductor ET*, conform *figurii 1.1*. Traductoarele sunt elemente din structura sistemelor automate care au rolul de a măsura valorile parametrului de intrare pe baza mărimilor $i(t)$ și de a converti acest parametru într-o mărime fizică M ce este compatibilă cu mărimea de intrare în elementul următor al sistemului. La ieșire se furnizează o mărime (electrică) care, prin calibrare poate determina valoarea parametrului de intrare ce trebuie măsurat.

Elementul sensibil efectuează operația de măsurare propriu-zisă, iar elementul traductor asigură transformarea semnalului într-un alt semnal, în general electric sau pneumatic, unificat, semnal ce se pretează pentru transmiterea la distanță.

Performanțele traductoarelor pot fi apreciate pe baza următoarelor caracteristici:

- *Sensibilitatea* reprezintă limita raportului dintre variația infinit mică a mărimii de ieșire și cea de intrare, când ultima tinde spre zero, adică:

$$S = \lim_{\Delta i \rightarrow 0} \frac{\Delta e}{\Delta i} \quad (1.1)$$

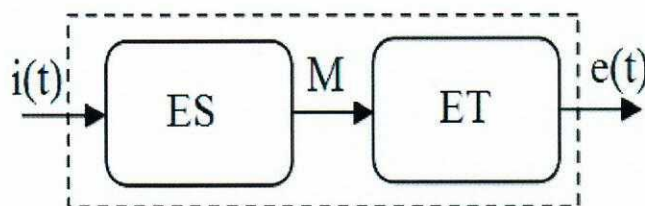


Fig. 1.1. Elementele componente ale unui traductor

Este necesar ca această sensibilitate să fie constantă pe tot domeniul de măsură, adică elementul să fie liniar, în caz contrar sensibilitatea putându-se defini în jurul oricărui punct de funcționare. În mod normal, elementele de măsurat prezintă un anumit prag de sensibilitate, adică o valoare limită Δi sub care nu mai apare o mărime măsurabilă la ieșire.

- *Precizia* se definește ca valoarea relativă a erorii exprimată în procente:

$$P = \frac{\Delta e}{e} \cdot 100 [\%] \quad (1.2)$$

În mod obișnuit, elementele de măsură din sistemele automate au clase de precizie de $0,2 \div 1,5 \%$, fiind necesar să fie cu cel puțin un ordin de mărime superioară preciziei reglajului în ansamblu. Caracteristici necesare traductoarelor de precizie:

- *Liniaritatea* se referă la aspectul caracteristicii statice a elementelor și, această caracteristică nu trebuie să prezinte curburi și histerezis pe tot domeniul de variație a mărimilor de intrare și ieșire;
- *Comportarea dinamică.* Această caracteristică se referă la capacitatea elementului de a reproduce cât mai exact și fără întârziere variațiile mărimii măsurate. Se apreciază pe baza funcției de transfer a elementului, adică pe baza constantelor de timp ce intervin sau, uneori pe baza benzii de trecere;
- *Reproductibilitate,* reprezintă proprietatea elementelor de a-și menține neschimbate caracteristicile statice și dinamice pe o perioadă cât mai lungă de timp, în anumite condiții de mediu admisibile;
- *Timpul de răspuns* reprezintă intervalul de timp în care un semnal aplicat la intrare se va resimți la ieșirea elementului. Acest timp poate fi oricât de mic, dar niciodată nul, putând fi asimilat cu inerția;
- *Gradul de finețe* se caracterizează prin cantitatea de energie absorbită de traductor din mediul de măsură, recomandându-se să fie cât mai mică pentru a nu influența desfășurarea procesului. Alegerea traductorului se va face în funcție de parametrul reglat, în funcție de mediul de măsură, în funcție de tipul semnalului: continuu, electric sau neelectric, discontinuu, ș.a.

Privite sub aspectul tipului de semnale, traductoarele pot fi analogice sau pot fi numerice (cifrice). Clasificarea traductoarelor este o problemă destul de dificilă, deoarece varietatea acestora este multiplă. Una din variantele de clasificare, în funcție de mărimea de intrare și cea de ieșire, este prezentată schematic în figura 1.2.

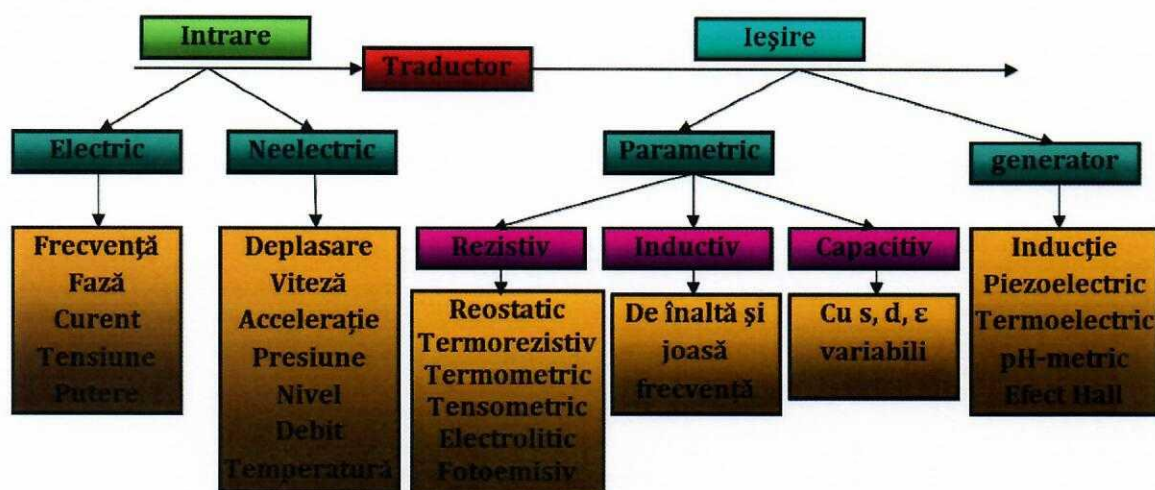


Fig. 1.2. Clasificarea traductoarelor

Un alt mod de clasificare, poate fi făcut în raport cu mărimea de măsurat. În acest caz vom avea:

- Traductoare pentru mărimi geometrice:* rezistive, inductive, capacitive și numerice de deplasare; cu radiații; de proximitate;
- Traductoare pentru mărimi cinematice:* de viteză; de accelerație; de șocuri și vibrații; giroscopice;
- Traductoare pentru mărimi mecanice:* elastice (tracțiune, comprimare, moment încovoietor, cuplu); tensometrice rezistive; cu coardă vibrantă; magnetostrictive; de forță; de cuplu;
- Traductoare pentru mărimi tehnologice:* presiune, debite, nivel, temperatură.

1.2. Dispozitive utilizate pentru măsurarea forțelor

Forța este o mărime fizică vectorială derivată, care măsoară acțiunea unui sau mai multor sisteme fizice asupra unui corp, prin schimbarea stării de mișcare a acestuia față de un sistem de referință dat. Acțiunea unei forțe asupra unui corp determină mișcarea și/sau deformarea acestuia. Relația de definiție a forței ca mărime fizică este:

$$F = m \cdot a$$

unde: m = masa, a = accelerația.

Pământul induce asupra oricărui corp o forță de atracție gravitațională ceea ce face ca greutatea fiecărui corp să se definească sub forma:

$$G = m \cdot g$$

unde: m = masa, g = accelerația gravitațională ($g = 9,806 \text{ m/s}^2$).

Unități de măsură pentru forță

În sistemul internațional, SI, forța este o mărime derivată și unitatea ei de măsură este newtonul (simbolizat N). Newtonul este forța care imprimă unei mase de 1 kilogram o accelerație de 1 metru pe secundă la pătrat. În afara N se mai folosește dyn, stena, kg forța ($1\text{kgf}=9,80665\text{N}$) și poundul ($1\text{pdl}=0,138\text{N}$).

Aparate pentru măsurarea forțelor

Forțele se măsoară cu aparate numite *dinamometre*, care măsoară cu o precizie cuprinsă între $\pm 0,1\%$ și $\pm 0,6\%$ pentru dinamometrele etalon, și între $\pm 1\%$ și $\pm 3\%$ pentru dinamometrele de lucru. Constructiv, se clasifică în: dinamometre cu element elastic, hidraulice, pneumatice sau electro-mecanice.

a) *Dinamometre cu element elastic*

Acestea funcționează pe principiul măsurării deformății unui element elastic sub acțiunea unei forțe. Pentru $F < 3000\text{N}$, se pot folosi dinamometre cu arcuri elicoidale, *figura 1.3*. Dinamometrul din *figura 1.3* poate măsura forțe de maximum $2 \cdot 10^5 \text{ N}$. Sub acțiunea forței F se deformează elementul elastic 1 care se determină deplasarea dispozitivului de indicare. Forța se calculează cu relația:

$$F = k \cdot d$$

unde F este forța de măsurare în N, k este constanta elastică a arcului iar d este deplasarea în mm, sub acțiunea forței F .

În *figura 1.4* sunt prezentate două dinamometre care se bazează în măsurarea forței pe deformarea la încovoiere a unei barei curbe. Prin deformare, zona de aplicație a forțelor se va deplasa ceea ce va conduce la apariția unei indicații pe ceasul comparator. În aceste condiții, aparatul va trebui etalonat pentru a putea ști ce valoare a indicației se va înregistra la forța de 1 N.



Fig. 1.3. Dinamometru cu element elastic - arc

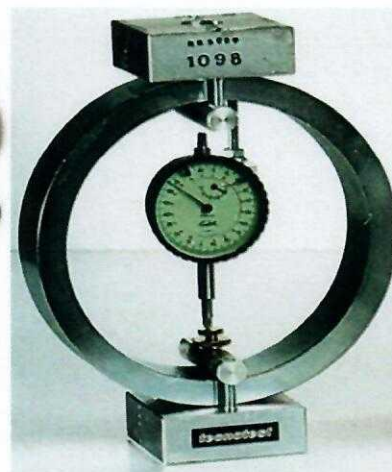
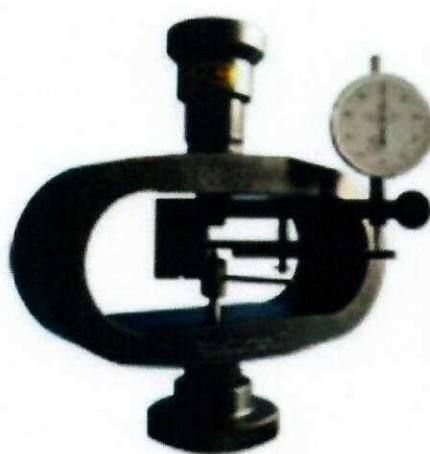


Fig. 1.4. Dinamometre cu element elastic – bară curbă

b) *Dinamometre hidraulice*

Funcționează pe principiul măsurării presiunii transmise printr-un lichid de la un piston de suprafață cunoscută A asupra căruia acționează forța de măsură F , *figura 1.5*.

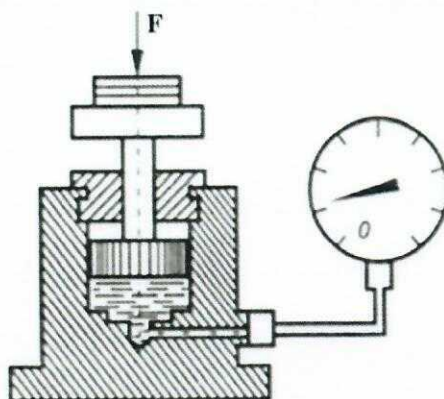


Fig. 1.5. Dinamometru hidraulic

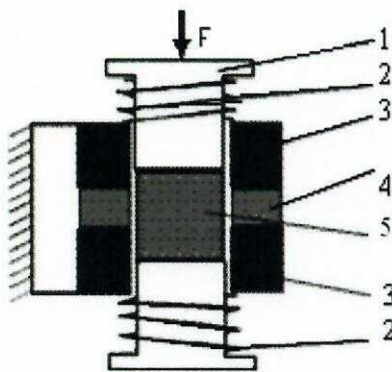
Forța F se calculează cu relația:

$$F = p \cdot S$$

unde: F = forța de măsurare în N, p = presiunea lichidului în Pa, indicată de manometru, S = aria secțiunii transversale a pistonului în m^2 .

c) *Traductoare de forță cu măsurarea deplasării*

Aceste tipuri de traductoare prezintă o complexitate ridicată, funcționând pe principiul transformării succesive a mărimilor, prin transformarea forței F într-o deplasare Δl cu ajutorul unui traductor elastic, deplasarea care, la rândul său, este măsurată cu un traductor electric. Notând cu U tensiunea la ieșirea circuitului de măsurare avem:



$$\frac{U}{F} = \frac{U}{\Delta l} \cdot \frac{\Delta l}{F} \quad (1.3)$$

unde $u/\Delta l$ reprezintă funcția de transfer a traductorului electric cu circuitul său de măsurare.

Traductoarele electrice de deplasare pot fi rezistive, capacitive sau inductive, ultimele având o utilizare mai frecventă. Principal, în *figura 1.6* se prezintă un traductor inductiv diferențial de tip transformator: 1 - tijă; 2 - arcuri spirale; 3 - înfășurări; 4 - distanțier; 5 - miez magnetic.

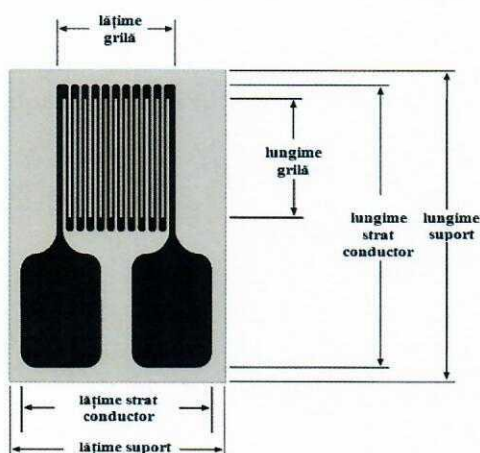
Fig. 1.6. Traductor inductiv diferențial

Traductoarele elastice utilizate (arcuri spirale, inele dinamometrice, console) prezintă deformații mari pentru sarcini mici și sunt prevăzute cu opritoare (limitatoare) de deplasare mecanică pentru a nu se deteriora la suprasarcini accidentale. Miezul magnetic plasat pe axa tijei mobile asupra căreia acționează forța F , se poziționează în raport cu înfășurările traductorului cu ajutorul celor două arcuri cu sensul de înfășurare opus, în scopul compensării erorilor de temperatură.

Tensiunea de ieșire nominală poate fi de ordinul 1V la tensiuni de alimentare de câțiva volți, frecvența de lucru atinge ordinul kilohertilor, iar domeniul de măsurare al acestor traductoare este de circa ± 1 daN pentru deplasări de $\pm 0,5$ mm.

1.3. Măsurarea forțelor cu ajutorul traductoarelor de forță.

Acestea folosesc captori electrici care transformă deformațiile mecanice în variații ale unor mărimi electrice. Pentru acest lucru se utilizează, în general, traductoarele electrotensometrice rezistive (mărci tensometrice), *figura 1.7*. Aceste traductoare funcționează pe baza efectului tensorezistiv descoperit de lordul Kelvin în 1856, efect ce constă în modificarea rezistenței electrice în funcție de tensiunea mecanică, prin modificarea lungimii, secțiunii și rezistivității electrice. Aceste traductoare se realizează cu filament semiconductor. Filamentul semiconductor, care este decupat chimic sau depus mecanic dintr-un monocristal semiconductor cu lungimi de până la un milimetru și grosimi de ordinul 10^{-2} mm, este conectat la două conductoare și montat pe un suport.



Datorită deformării suportului, rezistența R a mărcilor tensometrice se va modifica ca urmare a variației lungimii l , a secțiunii S , respectiv a rezistivității electrice ρ . Ca urmare, sensibilitatea acestor traductoare este data de:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta l}{l} + \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta S}{S} \quad (1.4)$$

Luând în considerare un conductor rotund cu diametrul d , secțiunea acestuia variază prin intermediul diametrului, care, la rândul său

depinde de variația lungimii după relația:

Fig. 1.7. Traductor electrotensometric rezistiv

(marcă tensometrică)

$$\frac{\Delta d}{d} = -\mu \frac{\Delta l}{l} \quad (1.5)$$

μ fiind coeficientul lui Poisson cu valori cuprinse între $0,2 \div 0,4$. Fenomenul rezistiv este pus în evidență prin termenul $\Delta \rho / \rho$ care este proporțional cu variația volumului V , adică:

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = -c \frac{\Delta V}{V} \quad (1.6)$$

c fiind constanta lui Bridgman, cu valori aproape unitare pentru metale, $+100$ pentru semiconductoare "p" și -100 pentru semiconductoare "n". Ținând cont ca $V = (\pi \cdot d^2 \cdot l) / 4$, relația (1.4) devine:

$$\frac{\Delta R}{R} = [1 + 2\mu + c(1 - 2\mu)] \frac{\Delta l}{l} = k \frac{\Delta l}{l} \quad (1.7)$$

unde k reprezintă sensibilitatea relativă, care pentru c și μ date are valoarea $k \approx 2$ la traductoare metalice, $k \approx \pm 100$ la traductoarele semiconductoare în funcție de tipul semiconductorului, "p" sau "n".

Trebuie reținut faptul că, pe lângă sensibilitatea longitudinală manifestată în lungimea firului, apare și o sensibilitate transversală k_t :

$$\frac{\Delta R_t}{R} = \frac{\Delta R}{R} \frac{R_t}{R_l + R_t} = k \frac{R_t}{R_l + R_t} \frac{\Delta l_t}{l_t} = k_t \frac{\Delta l_t}{l_t} \quad (1.8)$$

unde R_l este rezistența firului pe porțiunea longitudinală, iar R_t este rezistența firului pe porțiunea transversală. Sensibilitatea transversală este cu atât mai mică cu cât $R_t \ll R_l$, nedepășind 2% din cea transversală. Din acest motiv, la traductoarele cu folie, porțiunile transversale sunt mari.

Referitor la influența temperaturii, se produc concomitent trei fenomene: dilatarea piesei, dilatarea firului traductorului și modificarea rezistenței acestuia. Alegând convenabil materialele, devine posibilă compensarea acestor efecte (realizare dificilă în practică) prin compensarea erorilor cu temperatura utilizând montaje diferențiale sau montaje de compensare termică.

Pentru măsurarea forței se utilizează patru traductoare electrotensometrice care se lipesc pe elementele deformabile elastic sub acțiunea forței, așezându-se, din punct de vedere electric, sub forma punții Wheatstone completă, *figura 1.8*, în care toate brațele punții sunt ocupate de câte o marcă tensometrică, două dintre acestea fiind supuse solicitării de tracțiune iar celelalte două fiind supuse solicitării de compresie. Pentru ca puntea astfel formată să fie echilibrată din punct de vedere electric, trebuie ca mărcile montate în cele patru brațe să fie identice: aceeași rezistență, același producător, de același tip, etc. În timpul solicitării, semnalul de la cele două mărci de tracțiune, ca și de la cele două mărci de compresie, trebuie să fie același. Semnalul măsurat va fi:

$$\varepsilon_{mas} = \varepsilon_{T1} + \varepsilon_{T2} - (\varepsilon_{C1} + \varepsilon_{C2})$$

Dacă mărcile se poziționează astfel încât fiecare să dea același semnal în modul (ε), atunci: $\varepsilon_{mas} = \varepsilon + \varepsilon - (-\varepsilon - \varepsilon) = 4\varepsilon$, îmbunătățindu-se astfel sensibilitatea traductorului.

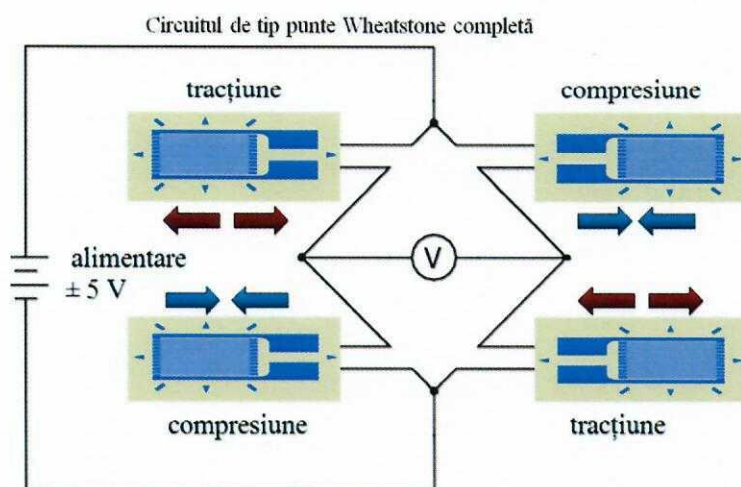


Fig. 1.8. Montarea mărcii tensometrice în puntea Wheatstone

Aparatele pentru măsurarea forței ce utilizează traductoare electrotensometrice se numesc celule de forță sau doze tensometrice, *figura 1.9*.

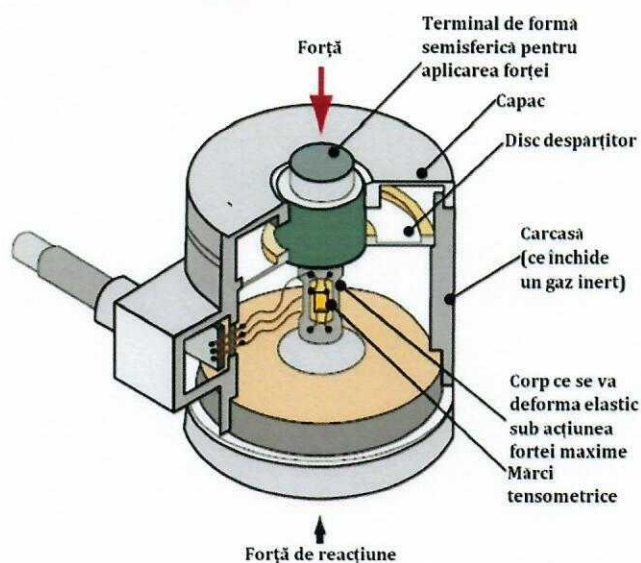


Fig. 1.9. Celulă de forță sau doză tensometrice

1.4. Calibrarea traductoarelor de forță

În cadrul laboratorului se vor calibra trei tipuri de doze tensometrice (celule de forță) prezentate în *figura 1.10*. Valorile pentru forță ale celor trei doze tensometrice sunt: 5 kN, 20 kN și 50 kN.



Fig. 1.10. Celule de forță – 5 kN, 20 kN, 50 kN

Calibrarea se face pe mașina universală de încercat INSTRON 8801, cu achiziția semnalelor de forță și timp de la mașina de încercat și achiziția semnalului de la mărcile tensometrice la puntea Vishay P3, *figura 1.11*.



Fig. 1.11. Încercarea la tracțiune și achiziționarea semnalului de la mărcile tensometrice

Tot la puntea tensometrică se achiziționează și semnalul de timp, prestabilit la intervalul de achiziționare de 1 secundă, același interval fiind stabilit și la mașina de încercat. Cele două fișiere de date, de la mașina de încercat și de la puntea Vishay se suprapun, având în vedere semnalul de timp comun. În aceste condiții, se obține o variație a forței în raport cu semnalul dat de puntea tensometrică. Prin reprezentarea grafică a acestor semnale se obține o dreaptă de calibrare. Astfel, dacă se dorește măsurarea ulterioară a forțelor, se va utiliza doza tensometrică cu aceeași punte Vishay. Așa cum se poate vedea în *figurile 1.12 și 1.13*, reprezentarea grafică a semnalelor obținute se poate aproxima cu o dreaptă. Atunci când se face o măsurătoare cu o doză calibrată, semnalul obținut la puntea tensometrică se înmulțește cu coeficientul ce dă panta dreptei de aproximare și se obține valoarea forței.

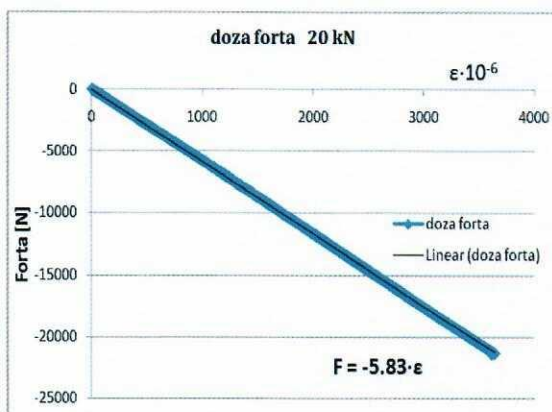


Fig. 1.12. Calibrare doza forță 20 kN

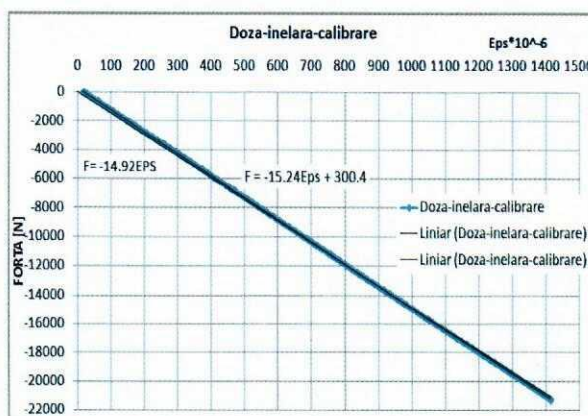


Fig. 1.13. Calibrare doza forță 50 kN

Pe de altă parte, puntea tensometrică Vishay, are posibilitatea stabilirii unității de măsură direct în N. În aceste condiții, se elaborează o metodă de încercare pe mașina INSTRON care să permită menținerea forței la o valoare constantă, apropiată de valoarea maximă de funcționare a dozei de forță, un timp mai îndelungat, *figura 1.14*. De exemplu, pentru doza de forță de 20 kN, forța maximă de solicitare va fi de 15 kN. Pe puntea Vishay, pentru canalul la care este legat traductorul în punte completă (full bridge) se stabilesc, pe traseul: Menu-Gage Factor/Scaling-Units (N)-Full Scale (15000 N – dacă setarea are loc pe softul de pe calculator; 2-dacă setarea are loc direct pe punte)-Full Scale (F.S. – pe punte-mV/V – care inițial este 2). Atunci când solicitarea ajunge la forța maximă și se află pe palier (*figura 1.14*), se va stabili coeficientul de la Full Scale (F.S.) până când indicația punții va arăta exact ca indicația mașinii de încercat. Cu valoarea coeficientului astfel stabilită, se va putea utiliza întreg sistemul: doză forță-legături-punte (laptop,) pentru măsurarea directă a forțelor din exploatare.

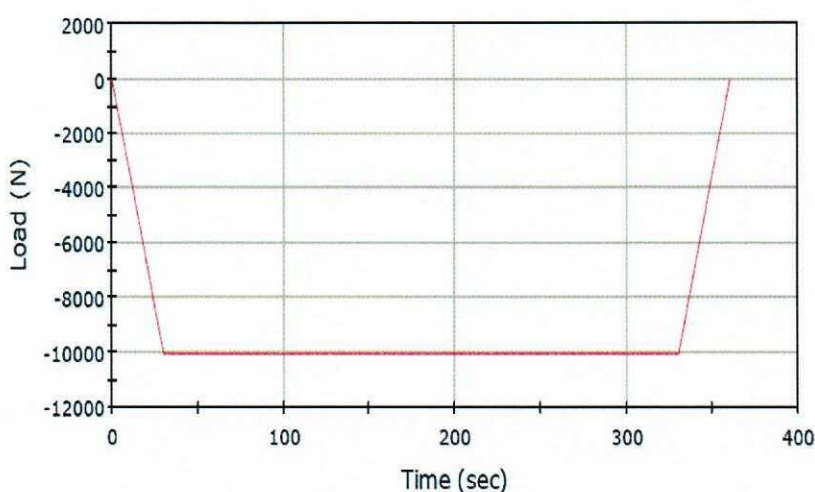


Fig. 1.14. Menținerea forței la o valoare constantă (10 kN)

Dacă se dorește utilizarea independentă a dozei de forță în exploatare, în bucle de automatizare, pentru preluarea semnalului în mV, se calibrează doza de forță, mergând pe același traseu: Menu-Gage Factor/Scaling-Units (mV/V). Dacă se stabilește unitatea de măsură în mV/V, celelalte sub-menu-uri nu mai sunt active. A atunci când solicitarea ajunge pe palierul de forță, se stabilizează și indicația punții în mV/V. De exemplu, pentru doza de forță de 20 kN, pentru palierul de forță de 15 kN, indicația va fi de 1,5mV/V. Astfel că, dacă în exploatare doza de 20 de kN va fi alimentată cu 3V, la 15 kN semnalul la ieșire va fi de 4,5 mV, etc.

Calibrând astfel doza de forță, aceasta poate fi utilizată în bucle de automatizare pentru ca, pe baza semnalului de la ieșire în mV, care se traduce în valori ale forței, să se poată lua decizii prin programare de închidere a unor electroventile, de exemplu.

Pentru utilizarea dozei de forță cu o alimentare externă prestabilită (5V de exemplu), *figura 1.15*, calibrarea se face separat, pentru identificarea unui alt coeficient de multiplicarea a semnalului în mV rezultat, în vederea obținerii valorii forței în N.

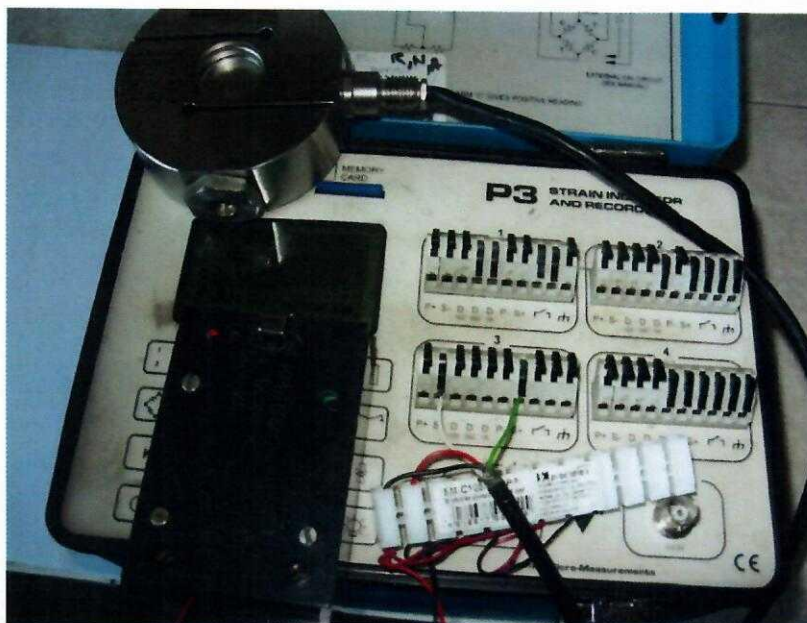


Fig. 1.15. Legarea celulei de forță cu alimentarea din exteriorul punții tensometrice

Din figura 1.15 se constată următoarele:

- din cele 4 legături ale celulei de forță două se leagă la alimentarea de 5V (roșu la - și negru la +) celelalte două legându-se la puntea tensometrică (alb la S- și verde la S+) sau la un instrument de măsură;
- semnalul se poate achiziționa la puntea tensometrică direct în N, caz în care se repetă procedeul descris mai sus;
- semnalul se poate scoate de la puntea tensometrică și în mV/V, știind de această dată că alimentarea este fixă la 5V; în aceste condiții, o alimentare ulterioară la altă tensiune va conduce la un semnal în mV corespunzător;
- semnalul se poate vizualiza și la un instrument de măsură.

BIBLIOGRAFIE

- [1] ***, Guide to the Measurement of Force, The Institute of Measurement and Control 87 Gower Street London WC1E 6AF, 2013.
- [2] ***, Procedure for calibrating force transducers (load cells), USBR 1045-89.
- [3] ***, Handbook of Measurement and Control, Handbook HB-76, copyright 1976 by Schaevitz Engineering, Pennsauken, NJ, Library of Congress Catalog No. 76- 24971.
- [4] www.meo.etc.upt.ro/cursdist/PTM.pdf.
- [5] <http://www.scribub.com/tehnica-mecanica/ERORI-DE-MASURARE93991.php>.
- [6] BS EN ISO 376, Metallic materials -- Calibration of force-proving instruments used for the verification of uniaxial testing machines, 2011.
- [7] An Introduction to Measurements using Strain Gages. Hoffmann, K. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1989

- [8] Theory and practise of force measurement. A. Bray, G. Barbato and R. Levi. Academic Press 1990.
- [9] M. Peroni, G. Solomos, P. Pegon, B. Viaccoz, J.F. Molina Ruiz, Calibration procedure for force and displacement measurements at the HOPLAB, JRC Tehnical Reports, 2013.
- [10] F. Yusaku, Dynamic Calibration Methods for Force Transducers, XVIII IMEKO WORLD CONGRESS Metrology for a Sustainable Development September, pp. 17 – 22, Rio de Janeiro, Brazil, 2006.
- [11] K.D. Dharmendra, R.L. Yadav, K. Manoj, Calibration of Force Transducers, JSRD International Journal for Scientific Research & Development| Vol. 3, Issue 06, 2015.
- [12] ***, Uncertainty of force measurements, Calibration Guide EURAMET cg-4 Version 2.0, 03/2011.

ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE TEHNICE ÎN INGINERIA MECANICĂ

- LABORATOR 2 -

MĂSURAREA DEPLASĂRILOR ȘI CALIBRAREA TRADUCTOARELOR DE DEPLASARE

2.1. Clasificarea traductoarelor de deplasare

2.2. Calibrarea traductoarelor de deplasare

2.3. Determinări experimentale

2.1. Clasificarea traductoarelor de deplasare

Traductoarele de deplasare furnizează la ieșire un semnal electric ce depinde de mărimea deplasării unui element mobil față de o poziție fixă luată ca referință. Tipul semnalului electric trebuie să fie compatibil cu sistemul de automatizare în care este inclus. De asemenea, ele se pot utiliza și pentru conversia altor mărimi neelectrice a căror variație se poate materializa într-o deplasare: forță, masă, presiune, etc. Semnalul electric furnizat la ieșire poate fi analogic (tensiune - $0 \div 10V$, curent $4 \div 20mA$) sau numeric (serial sau paralel).

În funcție de mărimea de ieșire traductoarele de deplasare se împart în traductoare analogice și numerice.

În funcție de principiul ce stă la baza conversiei deplasării în semnal electric, traductoarele de deplasare pot fi: rezistive, inductive, capacitive, optice.

2.1.1. Traductoare rezistive de deplasare

Traductoarele de deplasare rezistive au ca element sensibil un potențiomtru, al cărui cursor este acționat de către elementul care se deplasează, *figura 2.1*.

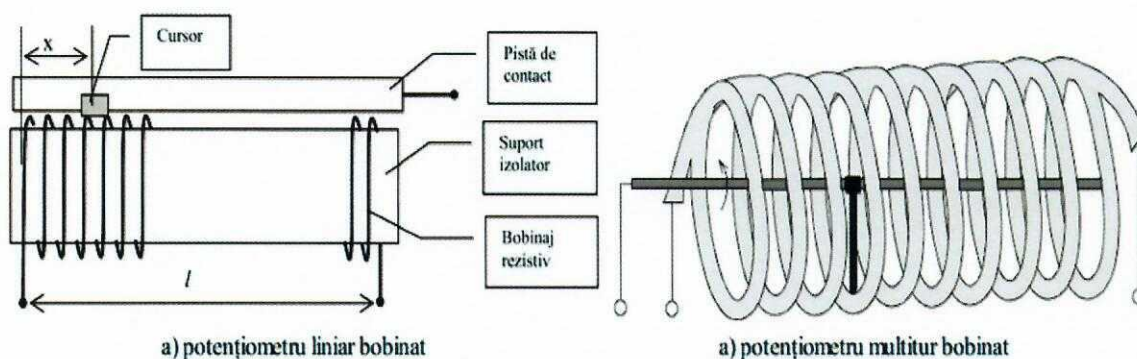


Fig. 2.1. Tipuri constructive de potențiometre bobinate

Mărimea de ieșire este rezistența, aceasta depinzând liniar de deplasare:

$$R = S \cdot d \quad (2.1)$$

unde R este rezistența traductorului, S este sensibilitatea acestuia, iar d este deplasarea cursorului față de poziția aleasă ca origine. Acest lucru este ușor de obținut datorită dependenței liniare a rezistenței unui conductor de lungimea sa:

$$R = \rho \frac{l}{S} \quad (2.2)$$

unde: ρ este rezistivitatea materialului, S este secțiunea firului conductor, iar l este lungimea acestuia. Traductoarele liniare trebuie să aibă lungimea egală sau mai mare ca deplasarea obiectului pentru a se obține o precizie satisfăcătoare, *figura 2.1a*. Traductoarele cu peliculă rezistivă continuă folosesc peliculă de carbon. Aceasta are un coeficient de variație al rezistenței cu temperatura mare, ceea ce le limitează utilizarea numai acolo unde nu este necesară o precizie ridicată. Cele mai folosite, datorită preciziei și volumului redus, sunt potențiometrele multitur, *figura 2.1b*. Acestea se realizează bobinând pe o spirală izolatoare un fir metalic cu coeficient termic redus (manganină, constantan, nicron). Izolatorul trebuie să asigure o bună rezistență de izolație, și un coeficient de dilatare cu temperatura egal cu cel al firului rezistiv. Contactul alunecător este de obicei cu lamele sau perii argintate sau aurite.

Rezistența de ieșire a potențiometrului se modifică proporțional cu deplasarea cursorului:

$$R_x = \frac{R}{l} x \quad (2.3)$$

unde: R este rezistența electrică a potențiometrului; l este lungimea potențiometrului, x este deplasarea cursorului.

Deoarece măsurarea rezistenței este greoaie, se alimentează potențiometrul cu o tensiune continuă stabilizată U , tensiunea de ieșire a acestuia U_x depinzând numai de x , U și l fiind constante. Numai în cazul în care tensiunea de alimentare este stabilizată și valoarea curentului ce străbate potențiometrul este redusă, traductorul reproduce corect caracteristicile. Traductorul de deplasare rezistiv poate fi în montaj ca rezistență variabilă, *figura 2.2a*, sau în montaj potențiometric, *figura 2.2b*.

Neglijând rezistența internă a sursei de alimentare, montajul din *figura 2.2a* oferă un curent la ieșire de forma:

$$I = \frac{U}{R_x + R_0} \quad (2.4)$$

Se observă că I depinde hiperbolic de R_x , deci și de deplasarea x . Instrumentul indicator va rezulta cu scară neliniară, acest lucru putând fi un inconvenient și pentru utilizarea semnalului de ieșire într-un sistem de automatizare.

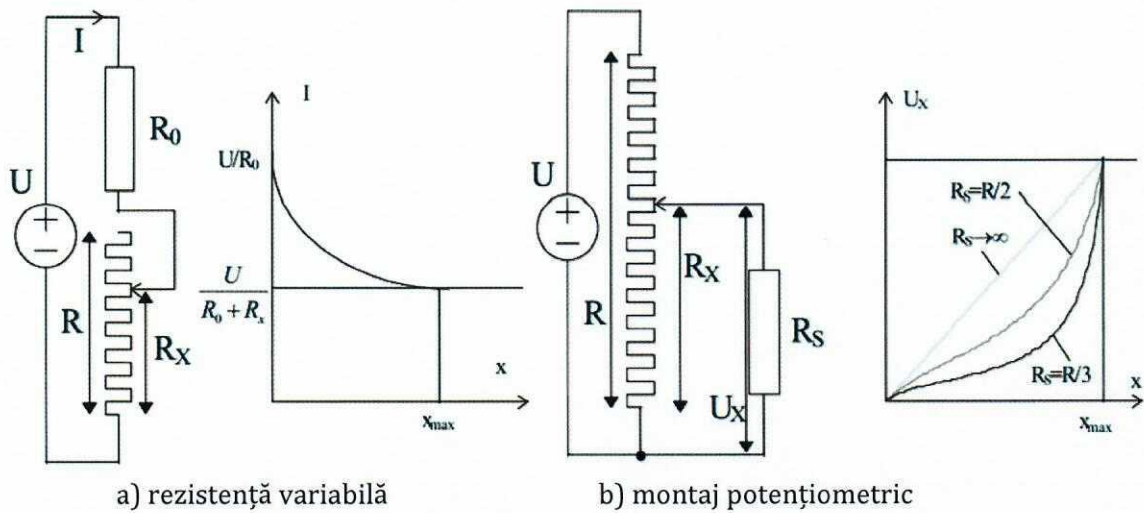


Fig. 2.2. Circuite de măsurare pentru traductoare rezistive

Schema din *figura 2.2b* oferă ca mărime de ieșire tensiunea:

$$U_x = \frac{U}{\frac{R}{R_s} + \frac{R}{R_x} - \frac{R_x}{R_s}} \quad (2.5)$$

Caracteristica rezultantă va fi liniară doar pentru sarcină infinită ($R_s \rightarrow \infty$), neliniaritatea crescând cu scăderea lui R_s .

Pentru deplasări unghiulare se utilizează un potențiomtru de formă circulară, obținut prin bobinarea pe un suport izolant circular a unui fir rezistiv peste care alunecă un cursor, conform (*figura 2.3*), bobinate sau cu strat conductor continuu.

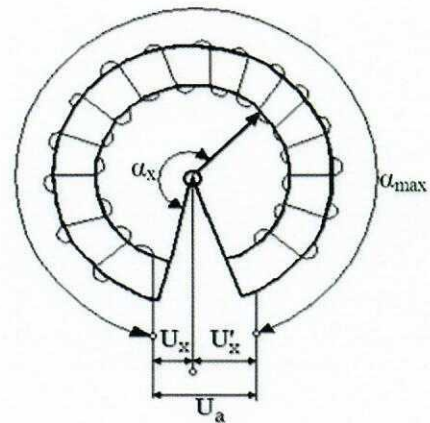


Fig. 2.3. Traductor rezistiv pentru deplasări unghiulare

Rezistența la ieșirea potențiometrului și tensiunea de ieșire când acesta este alimentat la o tensiune continuă stabilizată, depind numai de unghiul α după relația:

$$R_x = \frac{R}{\alpha_{\max}} \alpha_x \text{ și } U_x = \frac{U_a}{\alpha_{\max}} \alpha_x \quad (2.6)$$

2.1.2. Traductoare inductive

Funcționarea traductoarelor inductive are la bază variația geometriei circuitului (cuplajului) magnetic în funcție de elementul de măsurat, care se traduce într-o variație de inductivitate proprie sau mutuală. Pentru cazul deplasărilor liniare mici ($< 2 \text{ mm}$), se folosesc

traductoare inductive cu întrefier variabil (cu armătura mobilă). Una din aceste variante este prezentată în *figura 2.4*. Circuitul magnetic se realizează dintr-o oală de permaloy 1 și armătura mobilă 2. Bobina 4 se fixează în piesa 1, tija 3 fiind fixată în armătura mobilă 2.

Prin l_1 și l_2 s-au notat lungimile medii ale liniilor de câmp magnetic, iar d este distanța dintre armătura mobilă 2 și miezul magnetic 1. La modificarea distanței d sub acțiunea unei deplasări, se va modifica inductanța L a bobinei ce depinde de d .

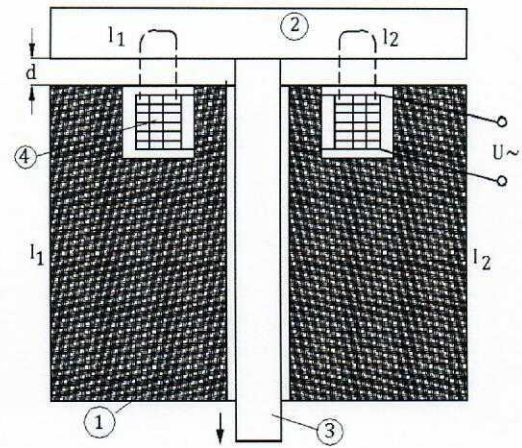


Fig. 2.4. Traductor de deplasare inductiv

Deoarece, ca și în cazul traductoarelor rezistive, este dificil a se măsura variațiile de inductanță, practic se măsoară căderea de tensiune pe rezistența R .

În cazul în care secțiunile circuitului magnetic se aleg într-un anumit mod, căderea de tensiune pe rezistența R este aproximativ egală cu mărimea de ieșire e și este dată de relația:

$$U_R = \frac{U \cdot R}{\sqrt{(R + R_L)^2 + \frac{\mu \cdot S \cdot N^2}{l_1 + l_2 + 2d\mu_{rp}}}} \quad (2.7)$$

unde: U - tensiunea de alimentare alternativă stabilizată; R_L - rezistența electrică a bobinei; μ , μ_{rp} - permeabilitatea magnetică absolută și relativă a permaloyului; N - numărul de spire; S - secțiunea circuitului magnetic.

2.1.3. Traductoare capacitive

Funcționează pe principiul modificării capacității unui condensator atunci când variază, fie distanța dintre armăturile lui, fie dimensiunile armăturilor, fie constanta dielectrică a mediului dintre ele conform relației:

$$C = \epsilon \frac{S}{d} \quad (2.8)$$

Pentru deplasări mici, se utilizează traductoare capacitive la care se modifică distanța dintre armături (*figura 2.5*), armătura 1 fiind suspendată elastic se poate deplasa sub acțiunea forței F .

Armătura 2 este fixă și izolată electric față de suport. Între capacitatea traductorului și deplasarea (x) a armăturii mobile există o relație de forma:

$$C \cong 0.089 \frac{\epsilon_r S_s}{d - x} [\text{pF}] \quad (2.9)$$

unde:

ϵ_r - permitivitatea relativă a dielectricului dintre armături;

S_s - suprafața de suprapunere a celor două armături;

d - distanța dintre armături;

x - deplasarea de măsurat.

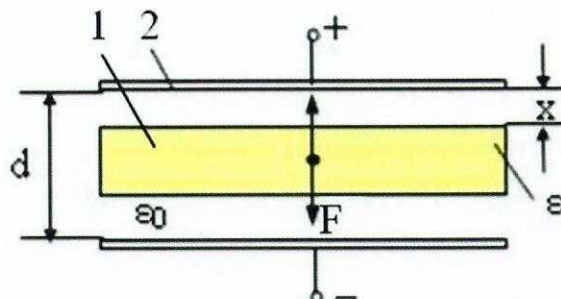


Fig. 2.5. Traductor capacitiv

Pentru măsurarea unor unghiuri se utilizează traductorul capacitiv reprezentat schematic în *figura 2.6*, la care se modifică practic suprafața de suprapunere a armaturilor, una fiind fixă, cealaltă putându-se roti prin fixarea acesteia pe axul central.

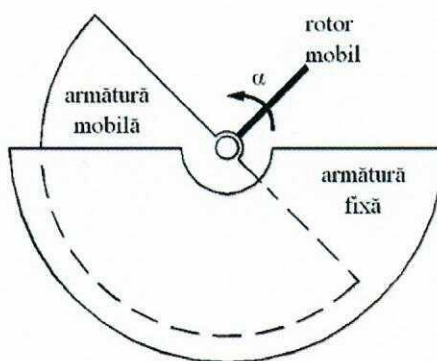


Fig. 2.6. Traductor de deplasare unghiulară capacitiv

În funcție de unghiul de rotire α a armăturii mobile se va modifica suprafața de suprapunere dintre cele două armături, valoarea capacității fiind dată de:

$$C \cong 0.089 \frac{\epsilon_r S_s}{\delta} \left(1 - \frac{\alpha}{\pi} \right) [\text{pF}] \quad (2.10)$$

notațiile fiind cele anterioare.

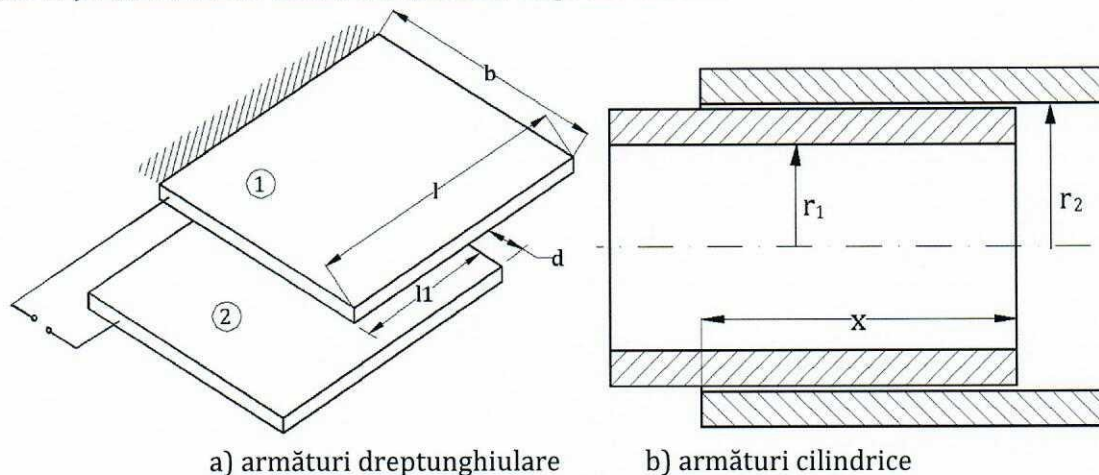
Pentru cazul unor deplasări liniare se utilizează: traductoare cu armături dreptunghiulare și cilindrice, *figura 2.7*. Pentru traductorul cu armături dreptunghiulare (1 - fixă, 2 - mobilă) din *figura 2.7a*, capacitatea este dată de:

$$C \cong 0.089 \epsilon_r \frac{l_1 b}{d} [\text{pF}] \text{ iar } S = \frac{\Delta C}{\Delta l_1} \quad (2.11)$$

Pentru traductorul cu armături cilindrice din *figura 2.7b* (1 - fixă, 2 - mobilă), capacitatea depinde de deplasarea axială a cilindrului interior, fiind:

$$C \cong 0.089 \frac{\epsilon_r X}{\ln \frac{r_2}{r_1}} [\text{pF}] \text{ iar } S = \frac{\Delta C}{\Delta x} \quad (2.12)$$

unde r_1 și r_2 sunt razele cilindrului interior, respectiv exterior.

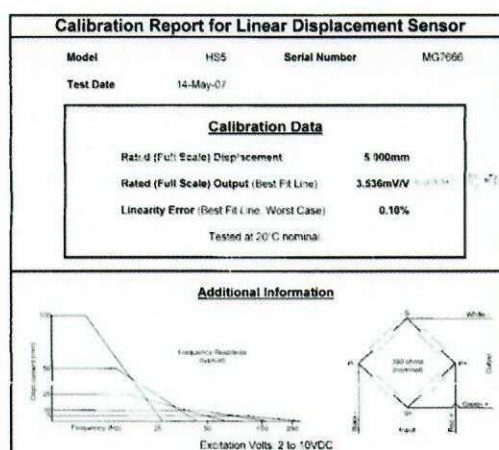


a) armături dreptunghiulare b) armături cilindrice
Fig. 2.7. Traductoare capacitive pentru deplasări liniare

2.2. Calibrarea unor traductoare de deplasare rezistive și inductive

În cadrul lucrării de laborator se vor calibra trei traductoare de deplasare: traductor rezistiv de tip Vishay, cu deplasarea maximă de 5 mm, *figura 2.8*, traductor deplasare rezistiv de tip Vishay cu deplasarea maximă de 100 mm, *figura 2.9* și traductor inductiv de tip Hottinger cu deplasarea maximă de 50 mm, *figura 2.10*.

În cadrul aceluiași figuri se prezintă și rapoartele de calibrare furnizate de către firma producătoare.

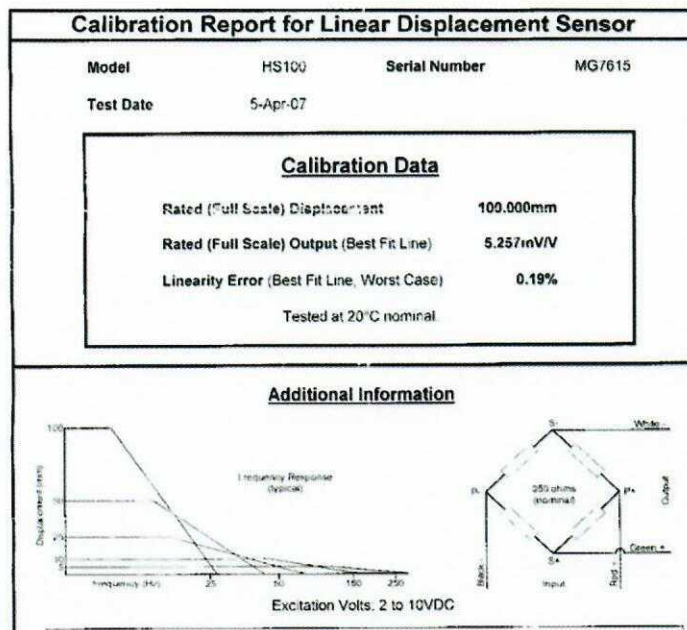


a) b)

Fig. 2.8. a) Traductor rezistiv de tip Vishay cu deplasarea maximă de 5 mm, b) raportul de calibrare pentru traductorul rezistiv de tip Vishay, cu deplasarea maximă de 5 mm



a)



b)

Fig. 2.9. a) Traductor rezistiv de tip Vishay, cu deplasarea maximă de 100 mm; b) raportul de calibrare pentru traductorul rezistiv de tip Vishay, cu deplasarea maximă de 100 mm



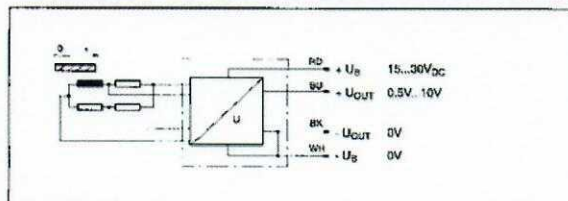
a)

2.2 Pin assignment

Transducer	Wire colour	Amplifier
WA	Cable	15-pin Sub-D connector 7-pin MS-conector
Measurement signal (+)	WH = white	8
Measurement signal (-)	RD = red ¹⁾	15
Excitation voltage (+)	BU = blue	6
Excitation voltage (-)	BK = black	5
Sensor circuit (+)	GN = green	13
Sensor circuit (-)	GY = gray ²⁾	12
Shield		Enclosure Enclosure

¹⁾ with full bridge only
²⁾ for the high temperature version: violet

2.3 Pin assignment WA electronics



b)

Fig. 2.10. Traductor inductiv de tip Hottinger, cu deplasarea maximă de 50 mm; b) modul de legare în punte pentru traductorul inductiv de tip Hottinger, cu deplasarea maximă de 50 mm

Calibrarea este necesară în vederea utilizării ulterioare a fiecărui tip de traductor de deplasare în situații concrete de măsurare. În vederea calibrării se utilizează mașina de încercat Instron 8801 care asigură atât precizia măsurătorii deplasării pe baza senzorului de deplasare propriu, cât și posibilitatea achiziției în timp a valorilor deplasării sub formă de fișier de date, figura 2.11.

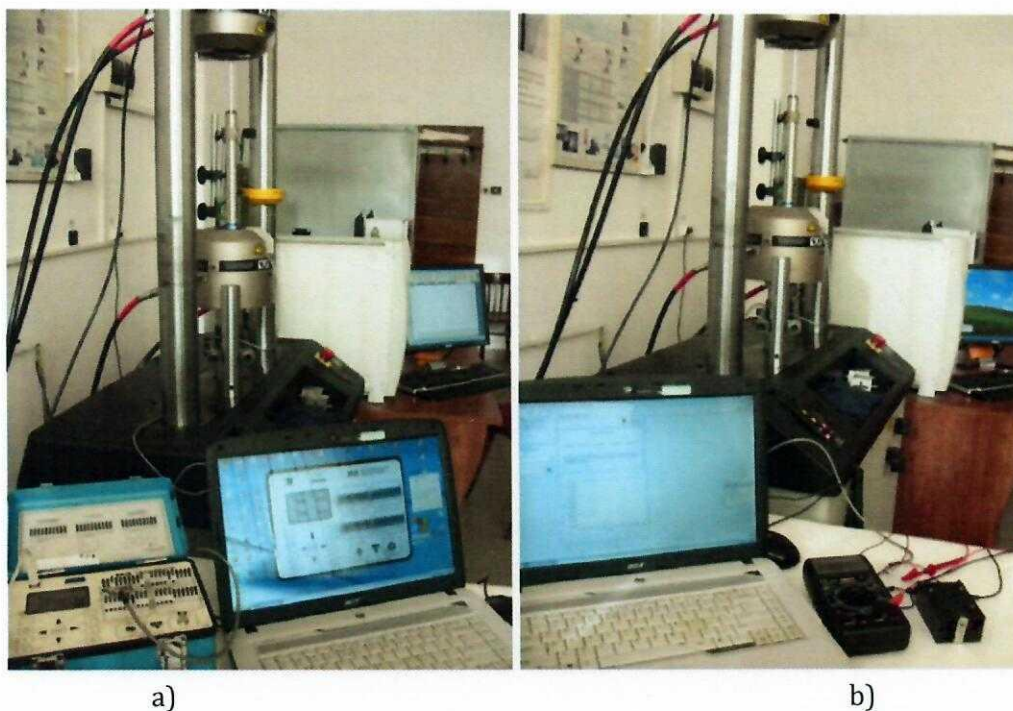


Fig. 2.11. Achiziționarea de date de la traductoarele de deplasare: a) alimentate de puntea tensometrică; b) alimentate din exterior (5 V) cu semnal achiziționat prin placă de achiziție

Pentru traductoarele rezistive, alimentarea și achiziționarea datelor se realizează cu ajutorul punții Vishay P3, *figura 2.12a*, iar pentru traductorul inductiv alimentarea se realizează cu ajutorul punții analogice cu alimentare în curent alternativ, *figura 2.12b*.

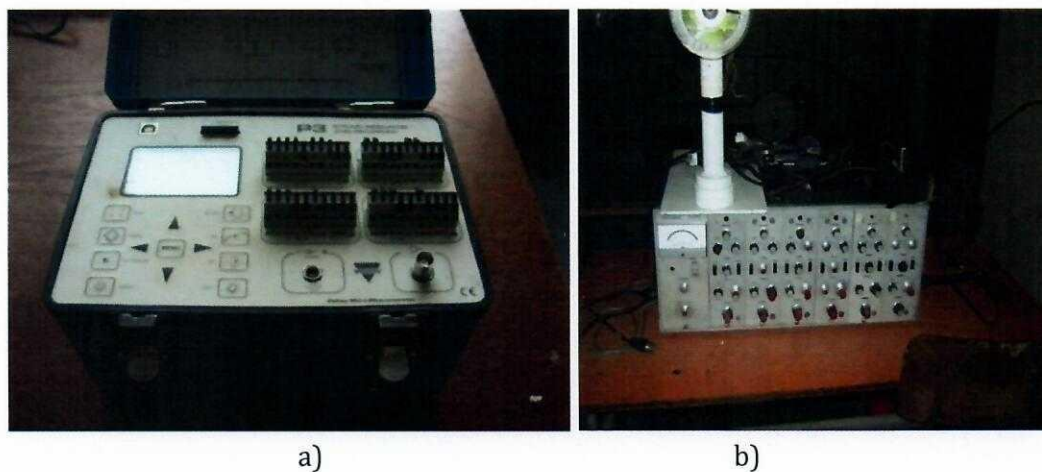


Fig. 2.12. Punți tensometrice a) Vishay P3; b) analogică cu alimentare în CA

După înregistrarea datelor, se pun în corespondență fișierul de date ce conține deplasarea dat de senzorul mașinii de încercat și fișierul de date ce conține indicația punții tensometrice în $\mu\epsilon$. Această corespondență se face pe baza eliminării coloanei timpului din cele două înregistrări: de pe mașina de încercat și de pe puntea Vishay. Atât fișierul de date de pe mașina de încercat cât și cel de pe puntea Vishay se setează a fi preluate la interval de o secundă.

2.3. Determinări experimentale

Două exemple privitoare la trasarea dreptelor de dependență a deplasării senzorului în raport cu indicația punții tensometrice sunt prezentate în *figurile 2.13 și 2.14*.

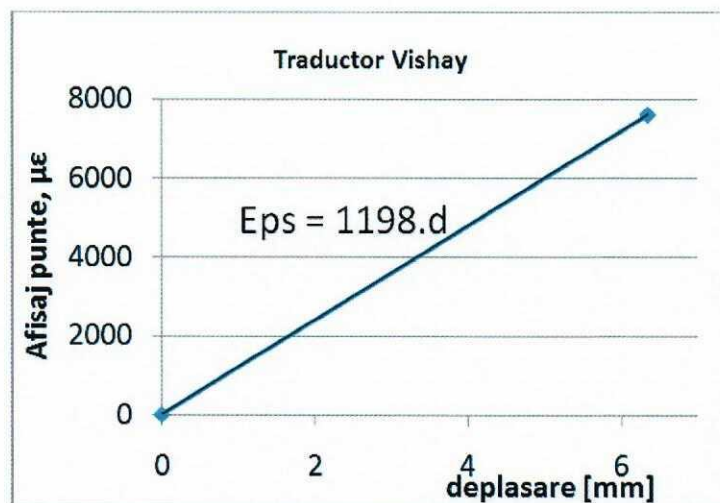


Fig. 2.13. Graficul de dependență a deplasării în raport cu indicația punții tensometrice pentru traductorul rezistiv de tip Vishay, cu deplasarea maximă de 6 mm

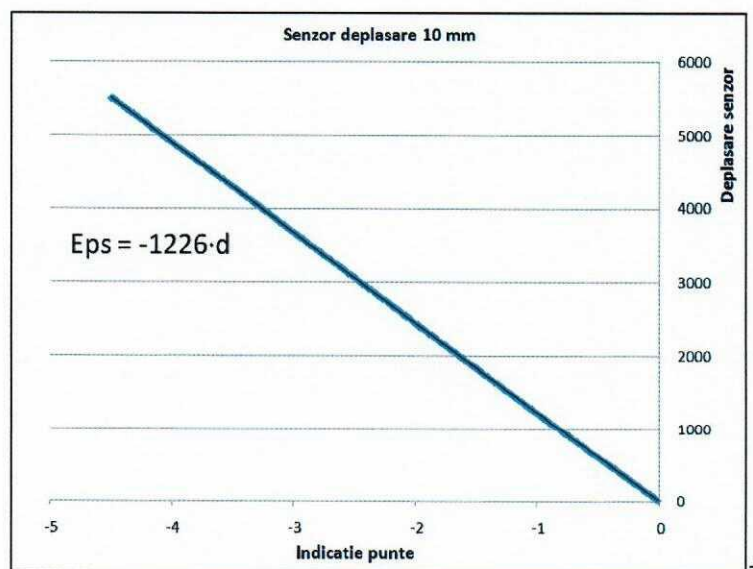


Fig. 2.14. Graficul de dependență a deplasării în raport cu indicația punții tensometrice pentru traductorul rezistiv de tip Vishay, cu deplasarea maximă de 100 mm

Cu aceste drepte și mai ales cu ecuația acestora, oriunde se vor face măsurători cu aceeași punte tensometrică (aceeași alimentare) și același senzor de deplasare se va putea determina deplasarea în orice situație.

BIBLIOGRAFIE

- [1] M. Peroni, G. Solomos, P. Pegon, B. Viaccoz, J.F. Molina Ruiz, Calibration procedure for force and displacement measurements at the HOPLAB, JRC Tehnical Reports, 2013.
- [2] S. Zhang, S. Kiyono, An absolute calibration method for displacement sensors, Measurement, 29, pp. 11–20, 2001.
- [3] ASTM E2309 / E2309M-16, Standard Practices for Verification of Displacement Measuring Systems and Devices Used in Material Testing Machines, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2016.
- [4] ***, Vishay Micro Measurements Special Use Sensors—Linear Displacement Sensors, <http://www.vishaypg.com/docs/11350/hs-series.pdf>
- [1] www.meo.etc.upt.ro/materii/laboratoare/MEE/MAS.pdf
- [2] www.scribub.com/stiinta/fizica/TRADUCTOARE252017149.php

ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE TEHNICE ÎN INGINERIA MECANICĂ

- LABORATOR 3 -

TRASAREA CURBELOR MOMENT DE TORSIUNE-UNGHII PENTRU EPRUVETE CU SECȚIUNI DIFERITE

-
- 3.1. Momentul de torsiune. Definiție. Modalitate de calcul
 - 3.2. Calculul momentului de torsiune cunoscând puterea și turația
 - 3.3. Deformarea barelor solicate la torsiune
 - 3.4. *Calculul deformațiilor*
 - 3.5. *Calculul de rezistență*
 - 3.6. *Metode de măsurare a cuplului*
 - 3.7. *Senzori de cuplu*
 - 3.8. *Traductoare de cuplu*
 - 3.9. *Traductorul de moment de torsiune și unghi de tip DR-2112R*
 - 3.10. *Programul de achiziție LabVIEW 6.0*
 - 3.11. Rezultate experimentele
 - 3.12. Concluzii
-

3.1. Momentul de torsiune. Definiție. Modalitate de calcul

Momentul de torsiune, reprezintă un parametru funcțional important pentru diferite mașini și mecanisme ca: motoare electrice sau cu ardere internă, pompe, reductoare, transmisii de forță, mașini prelucrătoare, vehicule, etc. Momentul de torsiune reprezintă tendința unei forțe de a roti un obiect în jurul unei axe, unui punct de sprijin sau unui pivot. Simbolul de cuplu este de obicei τ , litera grecească tau. Atunci când este numit moment, acesta se notează de obicei cu M . Mărimea cuplului depinde de trei elemente: forța aplicată, lungimea brațului pârghiei și unghiul dintre vectorul forță și brațul pârghiei, *figura 3.1*.

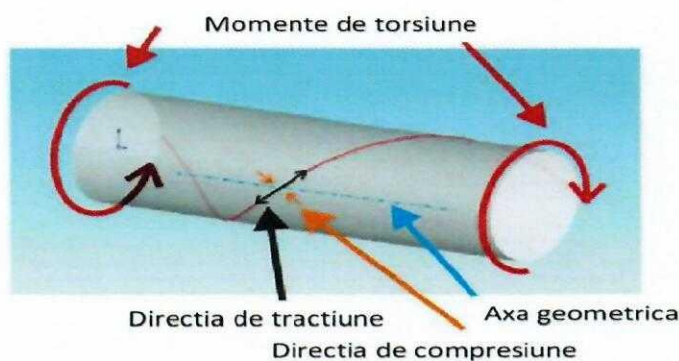


Fig. 3.1. Exemple de momente de torsiune acționând asupra unei bare

Cuplul dat de forță aflată la distanța r de centrul de rotire, *figura 3.2*, este dat de una din relațiile:

$$\tau = r \times F \quad (3.1)$$

$$\tau = r \times F \times \sin \theta \quad (3.2)$$

unde:

τ – este vectorul cuplu și τ este mărimea cuplului;

r – este vectorul deplasare (un vector de la punctul de unde cuplul este măsurat la punctul unde forța este aplicată), iar r este lungimea (sau mărimea) vectorului brațului pârghie; F – este vectorul forță și F este mărimea forței;

θ – este unghiul dintre vectorul forță și vectorul brațului pârghie.

Unitatea de măsură pentru cuplu în sistem internațional este $[N \cdot m]$.

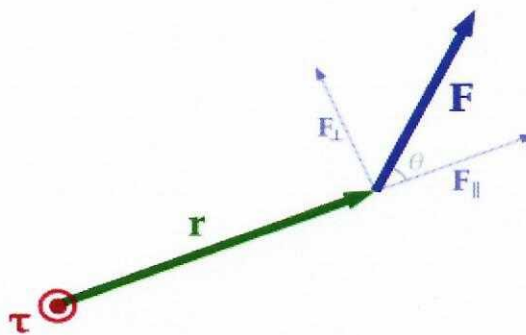


Fig. 3.2. Schemă forțe

Un punct se află în poziția r relativ la axa de rotație. Când o forță F este aplicată punctului, numai componenta perpendiculară F_{\perp} produce un cuplu. Acest cuplu $\tau = r \times F$ are mărimea $\tau = |r| \cdot |F_{\perp}| = |r| \cdot |F| \cdot \sin \theta$ și este orientată spre exterior.

Mai general, cuplul unui punct (care are o poziție r în același cadru de referință) poate fi definit astfel:

$$\tau = r \times F \quad (3.3)$$

unde r este vectorul relativ al punctului la poziția de sprijin și F este forța care acționează asupra punctului. Mărimea τ a cuplului este dată de:

$$\tau = r \times F \times \sin \theta \quad (3.4)$$

unde r este distanța de la axa de rotație la punct, F este mărimea forței aplicate, și θ este unghiul dintre poziție și vectorul forță.

O bară dreaptă este solicitată la torsiune dacă efortul din secțiunea transversală este un moment M_x care, în reprezentare vectorială, este dirijat după axa Ox (aleasă convențional pe direcția axei barei), celelalte componente ale momentului rezultat din secțiunea transversală (M_z și M_y) apar în cazul solicitării barei la încovoiere (*figura 3.3*).

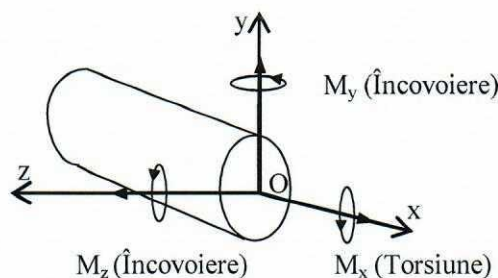


Fig. 3.3. Momentele din secțiunea unei bare. Momentul M_x apare în cazul solicitării la torsiune

3.2. Calculul momentului de torsiune cunoscând puterea și turația

La motoare (electrice, cu ardere internă, etc.) producătorul indică de obicei puterea și turația, dar nu și momentul de torsiune. Calculul acestuia, funcție de mărimile cunoscute, este prezentat în cele ce urmează.

De la fizică se cunoaște expresia puterii:

$$P = F \cdot v \quad (3.5)$$

În mișcarea circulară uniformă:

$$v = \omega \cdot r; \omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (3.6)$$

Din relațiile de mai sus rezultă:

$$P = (F \cdot r) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (3.7)$$

Deoarece (vezi figura 3.4):

$$F \cdot r = M_t \quad (3.8)$$

relația (7) mai poate fi scrisă

$$M_t = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{P}{n} \quad (3.9)$$

unde: M_t - momentul de torsiune [N·m];

P - puterea [W];

n - turația [rot./sec.].

Relația (3.9) este valabilă pentru cazul în care mărimile implicate sunt exprimate în unitățile S.I.

$$\langle M_t \rangle_{SI} = N \cdot m; \langle P \rangle_{SI} = W; \langle n \rangle_{SI} = \frac{\text{rot.}}{\text{sec.}}$$

În practică, producătorii de motoare indică de obicei turația în rot./min. În acest caz membrul drept al relației (3.9) trebuie să fie înmulțit cu 60 și, după simplificare, rezultă:

$$M_t = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P}{n} \quad (3.10)$$

unde: $\langle n \rangle_{SI} = \frac{\text{rot.}}{\text{min.}}$; $\langle M_t \rangle_{SI} = [N \cdot m]$; $\langle P \rangle_{SI} = [W]$

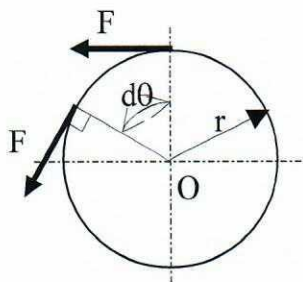


Fig. 3.4. Forță acționând la periferia unui arbore în rotație

3.3. Deformarea barelor solicitate la torsiune

Considerăm o bară dreaptă de secțiune circulară, la suprafața căreia se trasează o rețea de directoare și generatoare. După aplicarea momentului de torsiune M_t , ochiurile rețelei vor suferi doar deformări unghiulare, la fel ca la forfecare. Această experiență demonstrează prezența tensiunilor tangențiale τ (figura 3.5). Tot experimental se arată că lungimea barei l , nu se modifică.

De asemenea, secțiunile transversale nu se deplasează (ceea ce confirmă ipoteza lui Bernoulli) și se rotesc numai una față de alta.

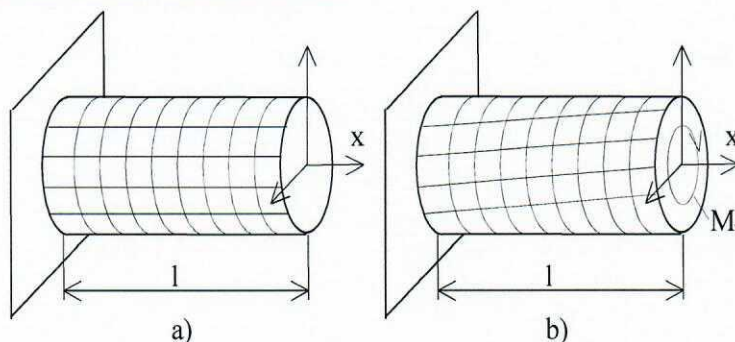


Fig. 3.5. Studiul deformăției barelor drepte de secțiune circulară supuse la torsiune: rețeaua înainte (a) și după deformare (b)

În urma solicitării epruvetelor din materiale tenace la torsiune, rezultă o diagramă $M_t - \varphi$ asemănătoare ca aspect cu cea obținută la tracțiune (figura 3.6). Porțiunea inițială a diagramei este rectilinie. În această regiune este valabilă legea lui Hooke.

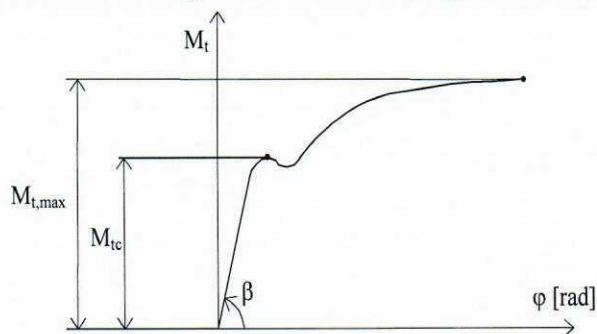


Fig. 3.6. Diagrama $M_t - \varphi$ pentru solicitarea la torsiune (material ductil)

3.4. Calculul deformațiilor

Fie bara din *figura 3.7*, supusă la torsiune cu un moment M_t . În orice secțiune efortul $M_x = M_t$. În cele ce urmează vor fi admise următoarele ipoteze:

- Bara este dreaptă și de secțiune circulară;
- Secțiunile nu se deplanează în urma solicitărilor (ipoteza lui Bernoulli);
- Se admite ipoteza deformațiilor elastice mici;
- Materialul ascultă de legea lui Hooke.

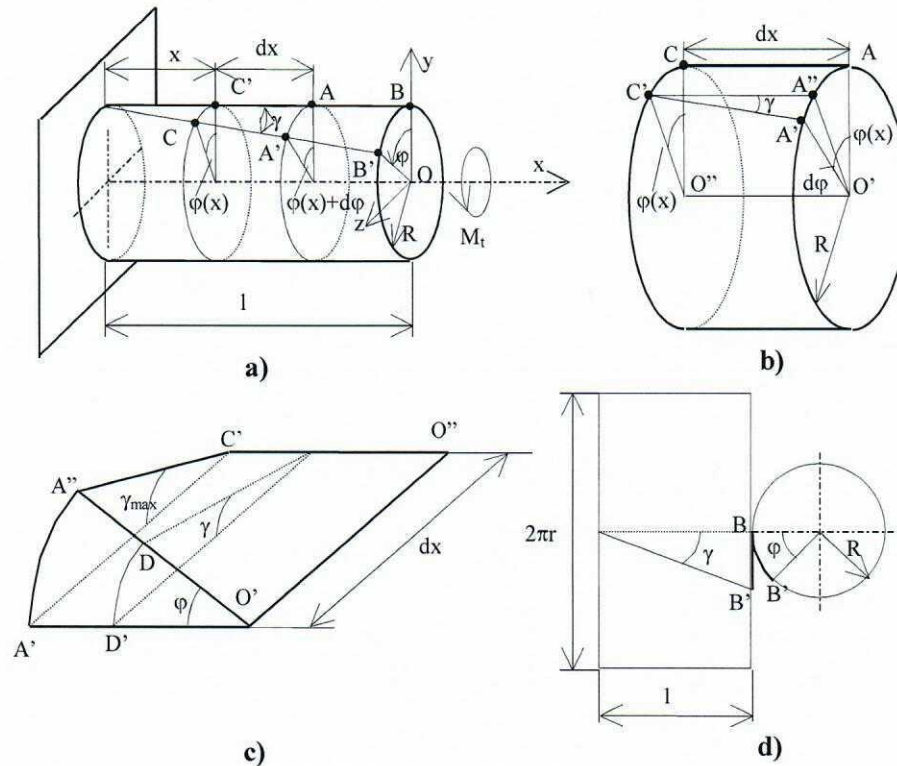


Fig. 3.7. Bară supusă la torsiune (a), izolarea unui element de bară (b) și izolarea unei felii din element (c), desfășurarea învelișului cilindric (d)

În ipoteza deformațiilor mici se poate scrie:

$$\tan \gamma \approx \gamma \approx \frac{\text{arc}(A'A'')}{dx} = \frac{R \cdot d\phi}{dx} \quad (3.11)$$

Rotirea specifică se măsoară în [rad/m] și se notează:

$$\frac{d\phi}{dx} = \theta \quad (3.12)$$

Din (3.11) și (3.12) rezultă

$$\gamma = \theta \cdot R \quad (3.13)$$

Din *figura 3.7c* se observă că lunecarea γ este maximă la suprafață și este proporțională cu raza deoarece

$$\frac{\text{arc}(A'A'')}{R} = \frac{\text{arc}(DD')}{r} \quad (3.14)$$

Aceste observații îndreptățesc ipoteza că și tensiunea tangențială τ este proporțională cu raza și, în consecință, atinge valoarea maximă la raza R .

Din (3.14) și legea lui Hooke:

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (3.15)$$

Rezultă:

$$\tau(R) = G \cdot \theta \cdot R \quad (3.16)$$

Tensiunea tangențială, la raza curentă r , va fi:

$$\tau(r) = G \cdot \theta \cdot r \quad (3.17)$$

Cunoscând $\tau(r)$, se poate rescrie succesiv ecuația de echivalență:

$$M_x = \int_A \tau \cdot r \cdot dA \quad (3.18)$$

$$M_x = G \cdot \theta \cdot \int_A r^2 dA = G \cdot \theta \cdot I_p \quad (3.19)$$

$$\theta = \frac{M_x}{GI_p} \quad (3.20)$$

unde I_p este momentul de inerție polar.

Ținând cont de (3.12), pentru deformații mici se poate scrie unghiul de rotire al secțiunii transversale

$$\varphi = \theta \cdot l \text{ sau } \varphi = \frac{M_x l}{GI_p} \quad (3.21)$$

Relația (3.20) poate fi folosită pentru dimensionare sau verificare, limitând astfel deformațiile și nu tensiunile. Ea se mai numește criteriul de rigiditate.

Pentru dimensionare se va pune condiția ca rotirea specifică maximă să nu o depășească pe cea admisibilă:

$$\theta \leq \theta_a \quad (3.22)$$

și se calculează diametrul barei.

În calculul de verificare toate mărimile sunt cunoscute. Se verifică doar dacă este satisfăcută inegalitatea (3.22).

3.5. Calculul de rezistență

Relația (3.20) mai poate fi scrisă sub forma:

$$G\theta = \frac{M_x}{I_p} \quad (3.23)$$

Înmulțind ambii termeni cu r și ținând cont de (3.16), rezultă:

$$\tau(r) = \frac{M_x \cdot r}{I_p} \quad (3.24)$$

La suprafața barei ($r = R$), τ este maxim și relația poate fi scrisă succesiv:

$$\tau(R) = \frac{M_x \cdot R}{I_p} = \frac{M_x}{\frac{I_p}{R}} \quad (3.25)$$

$$\tau(R) = \frac{M_x}{W_p} \quad (3.26)$$

unde W_p este modulul de rezistență polar.

Relația (3.26) poate fi utilizată pentru dimensionare, caz în care trebuie respectată condiția:

$$\tau_{\max} \leq \tau_a \quad (3.27)$$

unde $\tau_{\max} = |\tau(R)|$ în secțiunea (sau regiunea) periculoasă.

Secțiunea periculoasă se stabilește în urma trasării diagramelor M_x și $\tau(R)$. Relația (3.26) se numește criteriul de rezistență. Condiția (3.27) limitează tensiunile din bară. Relația (3.24) arată că τ este distribuit linear pe direcția razei, fiind nul în centrul de greutate al barei. În conformitate cu legea dualității tensiunilor tangențiale, trebuie să apară tensiunile τ și în lungul barei (figura 3.8).

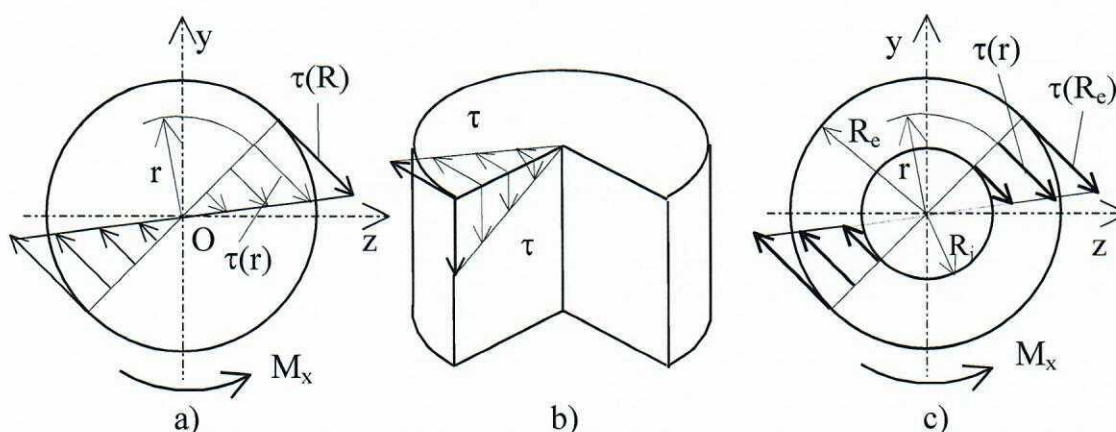


Fig. 3.8. Repartiția tensiunilor tangențiale: pe secțiunea barei (a); pe lungimea barei (b); repartiția tensiunilor τ pentru secțiunea circulară inelară (c).

3.6. Metode de măsurare a cuplului

În acest capitol s-a urmărit prezentarea unor metode de măsurare a momentului de torsiune, a unor senzori cu ajutorul cărora se poate măsura momentul de torsiune, de asemenea au fost prezentate și schemele electrice ale acestora.

În general, pentru măsurarea cuplurilor se folosesc două metode: a) Măsurarea cuplului de reacție în mașina conducătoare; b) Utilizarea unui dispozitiv de transmitere și măsurare a cuplului.

Prima metodă prezintă avantajul realizării unui sistem de măsurare static, dar complex. La a doua variantă elementul sensibil este un ax prin care se transmite mișcarea de la mașina conducătoare la cea condusă.

În afară de cele două metode amintite, mai sunt câteva metode de măsurare a momentului de torsiune. Telemetria digitală este ultima tehnologie de măsurare a cuplului și până acum pare a avea un număr de beneficii peste sistemele vechi. Prima generație de telemetrie digitală folosea o antenă sub formă de cerc, un receiver mare și avea capacitate limitată de procesare. O bobină avea rolul unui transformator de rotație, bobina era excitată de o frecvență radio, care era transmisă prin intermediul antenei. Acest prim sistem de telemetrie permitea comunicarea prin două căi diferite, dar pentru că nu avea microprocesoare, procesarea datelor era foarte limitată. Cum microprocesoarele și tehnologia au progresat, a apărut următoarea generație de telemetrie mult mai îmbunătățită. O placă de circuit electronică cu un rotor este montată pe un senzor. Semnalul digital este produs într-un senzor de rotație folosind această metodă. Un modul de procesare a semnalului se comportă ca o unitate de recepție, menținând comunicarea cu rotorul. Rezoluția, stabilitatea și acuratețea sunt mult îmbunătățite față de telemetria precedentă. Noul sistem transferă informațiile digitale cu viteze foarte mari, furnizând o frecvență de răspuns de 3000 Hz.

Mai mult decât niște senzori acestea sunt sisteme complete de măsurare a torsiunii cu ieșiri standard ale semnalului analogic și cel digital. Aceste sisteme de telemetrie digitală pot fi schimbate „din zbor”, fără a afecta calibrarea.

3.7. Senzori de cuplu

La majoritatea senzorilor de cuplu, elementul elastic este o bară de secțiune circulară sau inelară, prin care se transmite momentul de măsurat (*figura 3.9*) și pe care sunt montate TER, care formează o punte Wheatstone.

Geometria elementului elastic al unui captor de cuplu cu TER depinde esențial de locul unde va fi montat și de valoarea momentului de măsurat. Astfel, senzorii pentru cupluri mari (peste 100 [N·m]) se pot realiza cu elementul elastic de formă inelară sau chiar de formă circulară plină. Pentru cupluri foarte mici, elementul elastic trebuie să conțină elemente (lamele) sollicitate la încovoiere.

Dimensiunile captoarelor pot fi limitate de masa și de momentul de inerție propriu, care, la turații mari, pot influența comportarea dinamică a structurii pe care se montează.

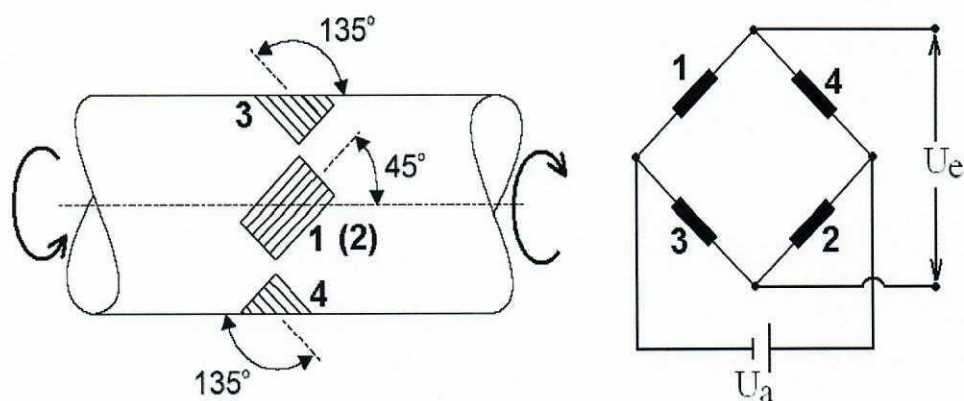


Fig. 3.9. Senzori de cuplu

Sensibilitatea unui captor este cu atât mai mare cu cât valoarea absolută a deformației specifice a elementului elastic în zona de amplasare a TER este mai mare. Această valoare este însă limitată de gradul de solicitare maxim acceptat în elementul elastic. În general, se impune o tensiune admisibilă, care ar fi ideal să fie atinsă în zona de aplicare a TER.

3.8. Traductoare de cuplu

În cazul traductorului de cuplu asociat cu traductorul inductiv diferențial, prezentat în figura 3.10, pe arborele 1 cu diametrele diferite D și d , sunt plasate la o distanță l față de suprafața de separare a secțiunilor, bobinele 2 și circuitul magnetic 3.

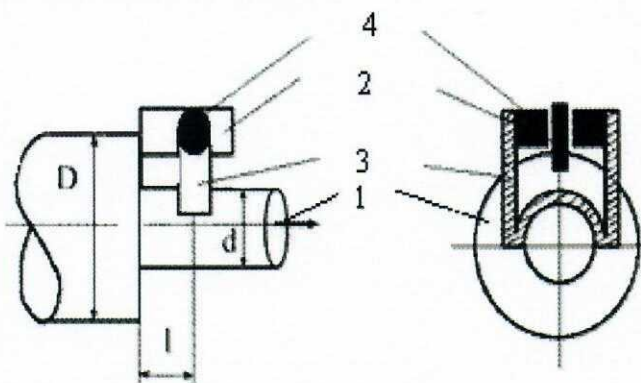


Fig. 3.10. traductorului de cuplu asociat cu traductorul inductiv diferențial

Solidar cu secțiunea de diametru mai mare a arborelui se fixează o armătură mobilă 4, a cărei poziție este perfect simetrică în raport cu bobinele dacă nu apare un cuplu. Când arborele este supus unui cuplu va avea loc o deplasare a armăturii mobile datorită deformării acestuia, modificându-se cele două inductivități ale bobinelor. Trebuie precizat faptul că, dacă apare și un cuplu de încovoiere, acesta nu influențează măsurătorile.

Traductoarele optoelectronice de cuplu funcționează pe principiul schemei prezentate în figura 3.11, pe arbore fiind plasate la o anumită distanță d , două discuri perforate cu fante transparente și opace.

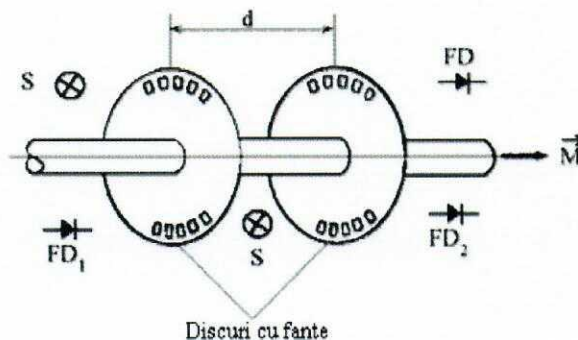


Fig. 3.11. Traductor optoelectronic de cuplu

În practică există două posibilități de măsurare:

- *cu modulație de amplitudine*, caz în care sursa de lumina S și fotodetectorul FD sunt plasate în afara sistemului și, deoarece zonele transparente aferente celor două discuri sunt plasate decalat cu $1/4$ din perioada geometrică, va rezulta, în absența cuplului dacă arborele se rotește, o succesiune de impulsuri cu durată de $1/4$ din perioadă. La apariția unui cuplu, datorită răsucirii arborelui, se produce o modificare a poziției relative a planelor celor două discuri și implicit a lățimii impulsurilor, mărimea măsurată fiind dată ca o valoare medie a semnalului de la ieșirea fotodetectorului FD . Datorită faptului că fluxul luminos al sursei nu este constant (la becuri cu incandescență fiind proporțional cu puterea a cincea a tensiunii de alimentare) este necesară calibrarea în amplitudine a impulsurilor la fotodetector.

- *cu modulație de fază*, caz în care sursa S se plasează între cele două fotodetectori FD_1 și FD_2 așezate de o parte și de alta a discurilor. În cazul rotirii arborelui și transmiterii cuplului prin acesta, datorită modificării poziției relative a celor două discuri, va apărea un defazaj suplimentar între semnalele produse de cele două fotodetectori, defazaj care este proporțional cu cuplul transmis.

Traductoarele bazate pe metode optice se pot utiliza numai în regim dinamic (arborele este în rotație) și, spre deosebire de metodele prezentate anterior nu necesită contact între arbore și partea de măsurare.

În cazul traductoarelor de cuplu cu mărci tensometrice sau traductoare inductive, la rotirea arborelui, este necesară realizarea unor legături electrice între circuitele de măsurare și traductoare, care în principiu pot fi cu contact sau fără contact.

Pentru realizarea legăturilor electrice cu contact este necesară utilizarea unor inele și perii colectoare sau contacte în baie de mercur. Rezistența de contact a acestora este variabilă și depinde de oscilațiile vitezei, asperitatea suprafeței de contact și a vibrațiilor. În cazul unor materiale de natură diferită ce intră în contact pot să apară și tensiuni termoelectromotoare din cauza creșterii temperaturii locale și a frecării, aceste fenomene ducând în același timp la reducerea timpului de viață și limitării vitezei maxime de rotație. Se consideră că viteza liniară maximă la nivel de contact este de circa 25 m/s , la viteze mai mari fiind necesare dispozitive suplimentare pentru răcire.

Varianta actuală de legătură fără contact cea mai utilizată este cea prin care se face uz de transformatoare rotitoare, metodă prezentată principal în figura 3.12.

Pe arborele magnetic 1 se plasează două inele magnetice 2 cu ajutorul cărora se închide circuitul magnetic al armaturii fixe prin intermediul celor două întrefieruri δ . Pe armătura fixă, respectiv pe cea mobilă (arbore) sunt plasate înfășurările 3, 4 ale transformatorului.

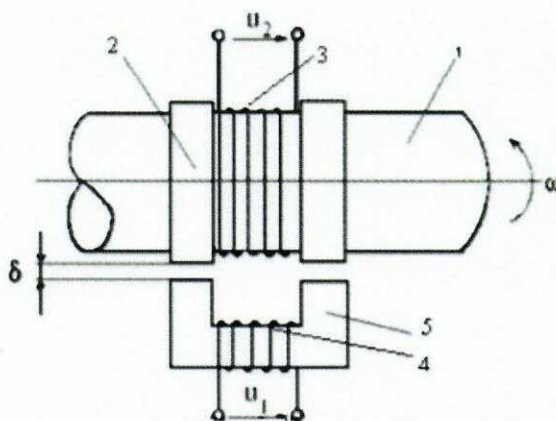


Fig. 3.12. Traductor fără contact

Datorită dependenței inductivității de cuplaj cu mărimea întrefierului, acesta trebuie menținut constant, condiție dificil de realizat tehnologic. Dacă traductoarele se montează pe arbore, este necesar să existe două căi de transmitere a informației, una prin care se transmite semnalul de alimentare, alta prin care se va culege informația de măsurare.

În cazul în care, pentru cele două căi se folosesc semnale cu frecvențe diferite, se poate face uz de un singur transformator rotitor, caz în care se elimină și defazajul generat de modificarea întrefierului.

3.9. Traductorul de moment de torsiune și unghi de tip DR-2112R

Traductorul de tip DR-2112R, *figura 3.13*, este cel pe care îl vom utiliza pentru a determina momentul de torsiune M_t și unghiul de rotire θ . Traductorul de cuplu este produs de către firma germană Lorentz Messtechnik și are momentul maxim de torsiune de 200 [N·m].



Fig. 3.13. Traductorul DR-2112R

Senzorul de torsiune este destinat măsurării momentului de torsiune atât dinamic cât și static. Poziția de montare a senzorului de torsiune este cea orizontală. La exterior traductorul este format din trei elemente: partea conducătoare, partea de măsurare și o mufă prin care se face conexiunea cu calculatorul. Partea de măsurare este partea în care se aplică momentul de torsiune care va fi măsurat și de obicei această parte are momentul de inerție cel mai mic. Partea conducătoare este partea opusă celei de măsurare și are de obicei momentul de inerție cel mai mare. La interior traductorul este format dintr-un rotor, un stator, un senzor de unghi, un transformator de rotație și o carcasă după cum se poate observa și în *figura 3.14*.

Rezerva elementelor electronice din rotor conține un voltaj alternant, care este generat în stator de unde prin intermediul unui transformator de rotație este transferat în rotor. Acolo este rectificat și stabilizat. Cu această rezervă, puntea aparatului de măsurat tensiunea este alimentată. Pentru controlul calibrării electrice a senzorului, un semnal de control este modulat de către un procesor în stator și transferat la rotor. Aici este filtrat și evaluat de către un PC, care de asemenea activează comutatorul intern pentru oprirea aparatului de măsurat tensiunea. Semnalul măsurat de puntea aparatului de măsurat tensiunea este condiționat într-un amplificator și apoi este convertit într-un semnal digital, care va fi transferat la stator de către un alt transformator de rotație.

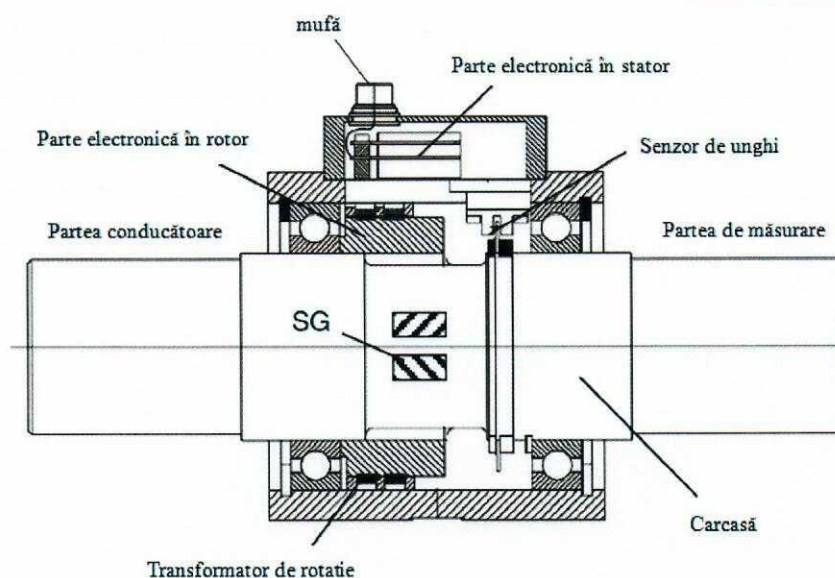


Fig. 3.14. Schița traductorului

În comparație cu semnalul analog, semnalul măsurat în formă digitală este mult mai perturbator. Acest semnal este mai departe condiționat în stator, într-un procesor, apoi este convertit la un semnal voltaj sau digital și apoi va ajunge la ieșirea din senzor unde poate fi direct măsurat la conector. La ieșire semnalul digital este convertit într-un voltaj DC de $0V \div 5V$ proporțional cu momentul de torsiune. Traseul parcurs de către semnalul digital în interiorul traductorului se poate observa și în figura 3.15. De asemenea în parte de jos a diagramei se observă un transformator care măsoară pentru fiecare trecere de la 0 la 1 un grad, cu ajutorul acestei măsurători putem calcula unghiul de rotire θ .

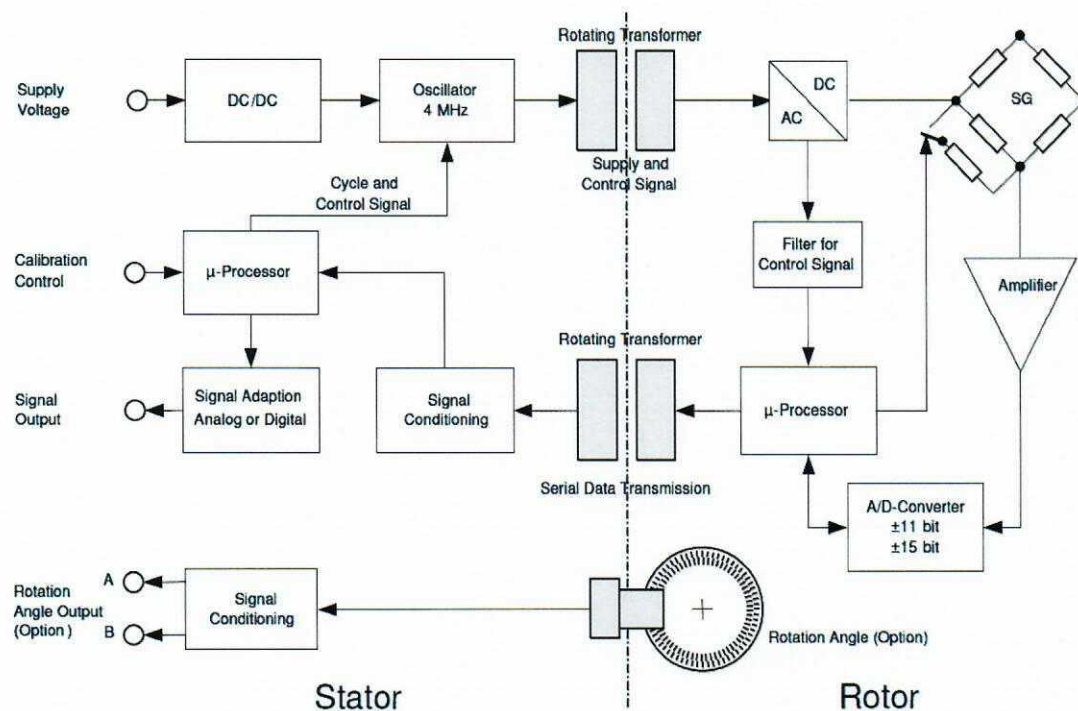


Fig. 3.15. Diagrama bloc pentru semnalul transmis de traductor

La măsurarea unghiului, pulsul sau rotația sunt achiziționate. În *figura 3.16* este prezentat modul de măsurare a unghiului în timp de o secundă.

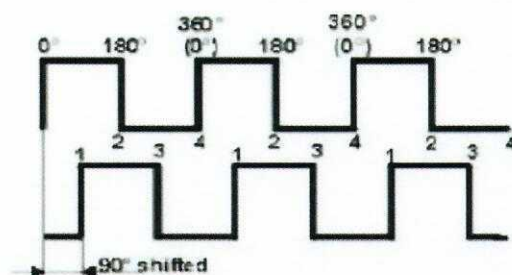


Fig. 3.16. Evaluarea impulsului într-o secundă

Pentru asamblarea senzorului de torsiune pe un stand se recomandă folosirea unor cuple care să fie capabile să se balanseze axial, radial sau unghiular, *figura 3.17*, și să nu permită forțelor exterioare să acționeze asupra senzorului.

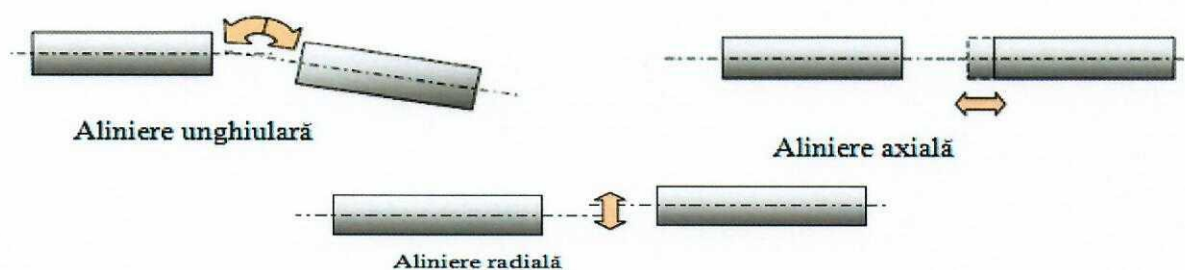


Fig. 3.17. Posibilități de aliniere a cuplurilor

O aliniere precisă a cuplurilor reduce reacția forțelor și crește durabilitate acestora. Perturbarea este de asemenea micșorată.

Senzorul este prins între cele două cuple în partea stângă și partea dreaptă, iar în partea de jos trebuie fixat printr-un element flexibil sau rigid pentru a evita balansul și răsucirea traductorului. O astfel de schiță de asamblare a unui stand de încercări este prezentată în *figura 3.18*.

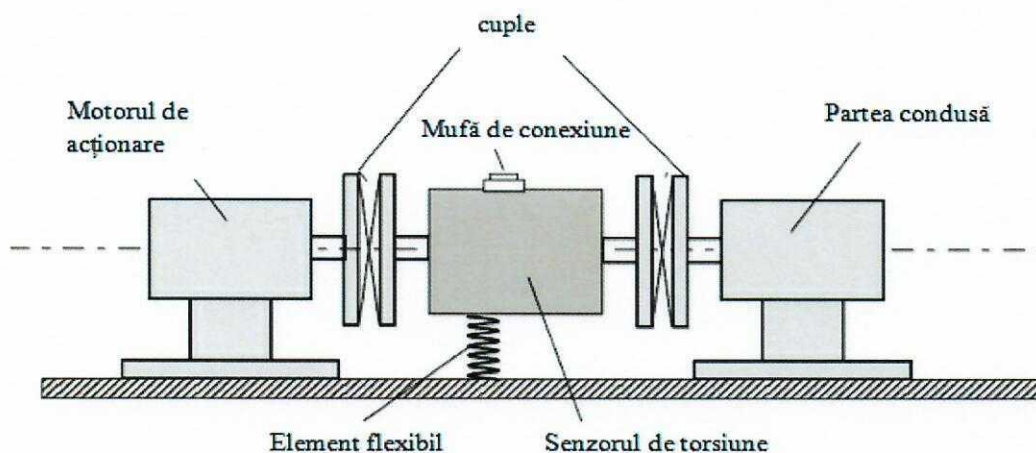


Fig. 3.18. Schița unui stand de încercări

În figura 3.19 este prezentată o imagine cu traductorul de moment de torsiune și unghi de tip DR-2112R montat conform instrucțiunilor amintite anterior și de asemenea conform schiței din figura 3.18 cu cele două cuple în care este prins traductorul, iar în partea de jos este susținut de către un element rigid. În partea din dreapta imaginii se poate observa un pendul, care dă momentul rezistent. Direcția de rotație a senzorului este în sensul orar însă traductorul de tip DR-2112R pe care l-am folosit pentru încercări poate măsura torsiunea și în sens antiorar.



Fig. 3.19. Standul de tracțiune-răsucire cu traductoarele: cuplu, unghi, forță și deplasare

În tabelul 3.1. sunt prezentate cele două semnale captate de la traductorul de torsiune, semnalul analogic respectiv semnalul digital. De asemenea în tabel sunt trecute și canalele la care este legat traductorul, canalele C și D fiind canalele pentru semnalul de intrare, canalele E și F sunt pentru semnalul de ieșire, B semnalul pentru unghi, iar K un canal pentru calibrare.

Tabelul 3.1. Semnale logice

12-pin	Analog	Digital
A	NC	NC
B	Option angle B TTL	Option angle B TTL
C	Signal $\pm 5\text{ V} / (\pm 10\text{ V})$	NC
D	Signal GND 0 V	NC
E	Excitation GND 0 V	Excitation GND 0 V
F	Excitation + 12 ... 28 VDC	Excitation + 12 ... 28 VDC
G	Option angle A TTL	Option angle A TTL
H	NC	NC
J	NC	Output B RS485
K	Calibration control $L < 2,0\text{ V}$; $H > 3,5\text{ V}$	NC
L	NC	Output A RS485
M	Housing	Housing

Calibrarea

Prin aplicarea unui voltaj de $+5V \div +28V$ va porni un control de calibrare, un voltaj sub $2,8V$ va închide controlul de calibrare. Un astfel de control de calibrare și culorile firelor care se leagă la canalele din tabelul 3.1 este prezentat și în figura 3.20.

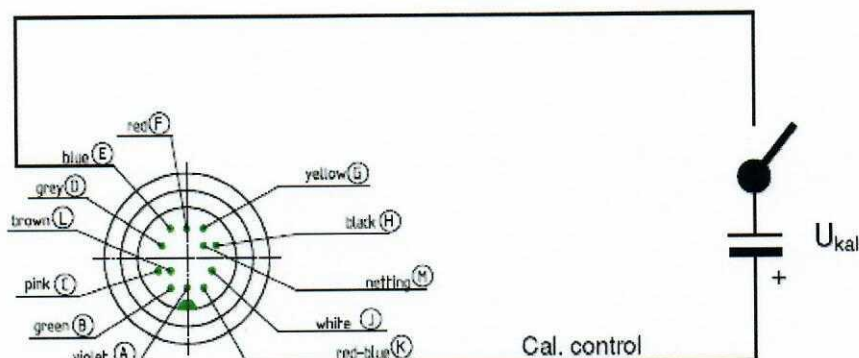


Fig. 3.20. Calibrarea traductorului

3.10. Programul de achiziție LabVIEW 6.0

Preluarea și prelucrarea semnalului achiziționat de la traductor s-a făcut cu ajutorul programului de achiziție LabVIEW 6.0. LabVIEW (prescurtarea de la **L**aboratory **V**irtual **I**nstrumentation **E**ngineering **W**orkbench) este o platformă și un mediu de dezvoltare pentru limbajul de programare vizuală de la National Instruments. Limbajele grafice sunt denumite "G". Inițial lansat pentru Macintosh în 1986, LabVIEW este frecvent folosit pentru achiziții de date, ca instrument de control, și automatizări industriale pe o diversitate de platforme, inclusiv Microsoft Windows, diverse sisteme UNIX, Linux, și Mac OS.

Timp de peste 20 de ani, mediul grafic de programare NI LabVIEW a revoluționat dezvoltarea aplicațiilor de testare, măsurare și control. Indiferent de experiență, inginerii și oamenii de știință pot interfața rapid și eficient cu hardware pentru achiziție și control, pot analiza date și proiecta sisteme distribuite. LabVIEW revoluționează industria, având în același timp un impact puternic în cercetare și predarea conceptuală. Un laborator bazat pe LabVIEW crește productivitatea cercetătorilor și îmbunătățește modul de învățare al studenților, prin reorientarea atenției de la metodele dificile de colectare a datelor, către interpretarea rezultatelor și analiza conceptelor predate.

LabVIEW are capacitatea de a spori în mod simțitor eficiența procesului de dezvoltare prin intermediul noilor biblioteci de funcții specifice acestui domeniu și prin capacitatea de a interacționa cu aproape orice dispozitiv hardware sau platformă de implementare, inclusiv cu noul controller multicore NI CompactRIO și cu modulul NI PXIe-5665, unul dintre cele mai performante analizoare vectoriale de semnal RF din industrie. Acesta suportă de asemenea, sistemele dezvoltate în cadrul celei mai recente versiuni de Microsoft® .NET Framework și include numeroase caracteristici generate direct de feedback-ul utilizatorilor. Cu ajutorul acestora, LabVIEW ajută inginerii în integrarea componentelor sistemelor individuale într-o platformă unică, reconfigurabilă, pentru o execuție mai rapidă, și mai eficientă din punct de vedere al costurilor.

În figura 3.21 este prezentată interfața programului de achiziție.

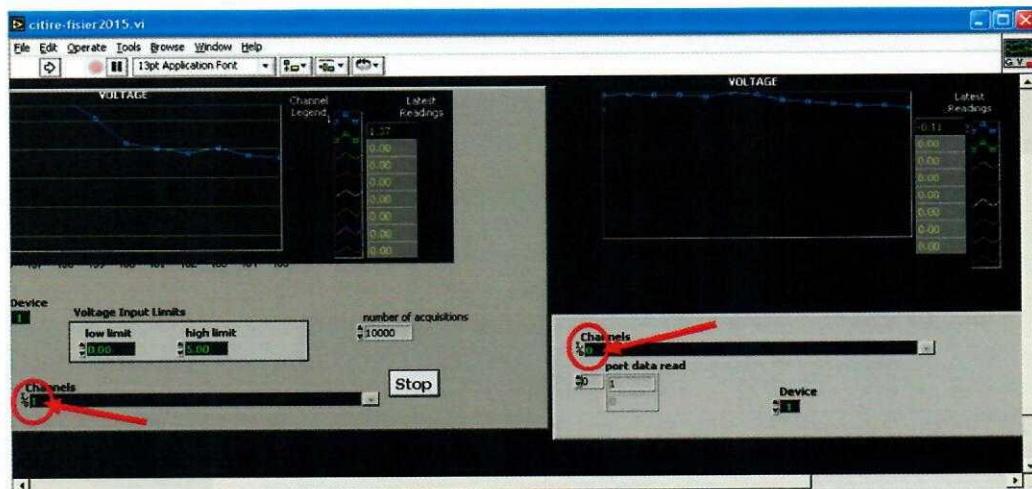


Fig. 3.21. Interfață LabVIEW

Figura 3.22 redă schema construită pentru semnalul achiziționat.

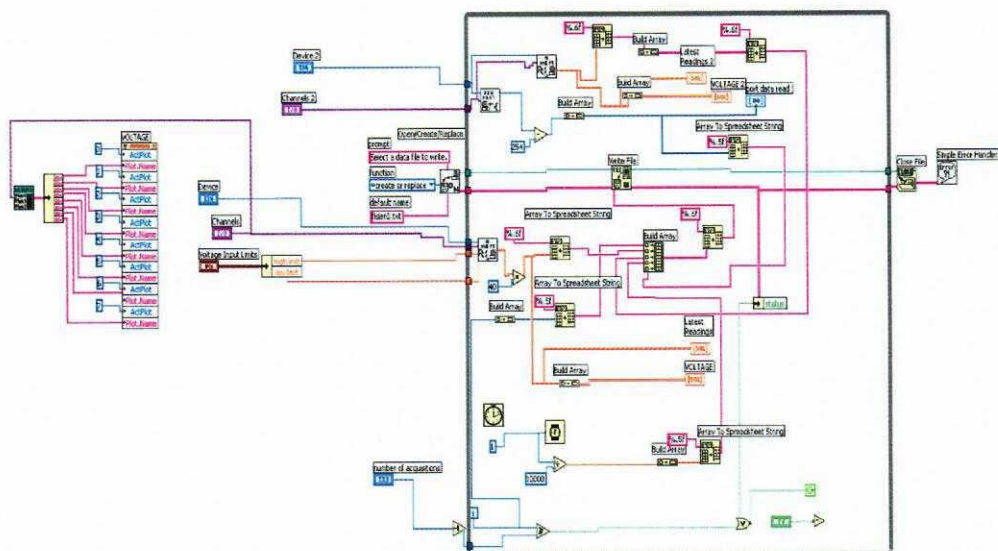


Fig. 3.22. Schema logică de achiziție a datelor în Labview

În partea din stânga figurii 3.22 este prezentată schema pentru placa de achiziție, iar în partea dreaptă s-a construit schema pentru cele cinci canale de la care s-a achiziționat semnalul de la traductor.

3.11. Rezultate experimentale

Traseul ce trebuie urmat pentru achiziționare și prelucrarea datelor experimentale este cel din figura 3.23. Traseul a pornit de la un alimentator de la care am alimentat cu o tensiune de 14 V traductorul DR-2112R, apoi acesta a fost legat la cinci canale la o cutie de

comutare. De aici semnalul este transmis prin intermediul unui cablu special la placa de achiziție de tip NI 6023E, încorporată în calculator. Semnalul a fost preluat și prelucrat cu ajutorul programului de achiziție LabVIEW 6.0 a cărui interfață și schemă logică, sunt prezentate în *figurile 3.22 și 3.23*. Traseul este închis de programul de prelucrare a datelor Excel, în care s-au trasat graficele de dependență între Momentul de torsiune M_t și unghiul de rotire θ al probei.

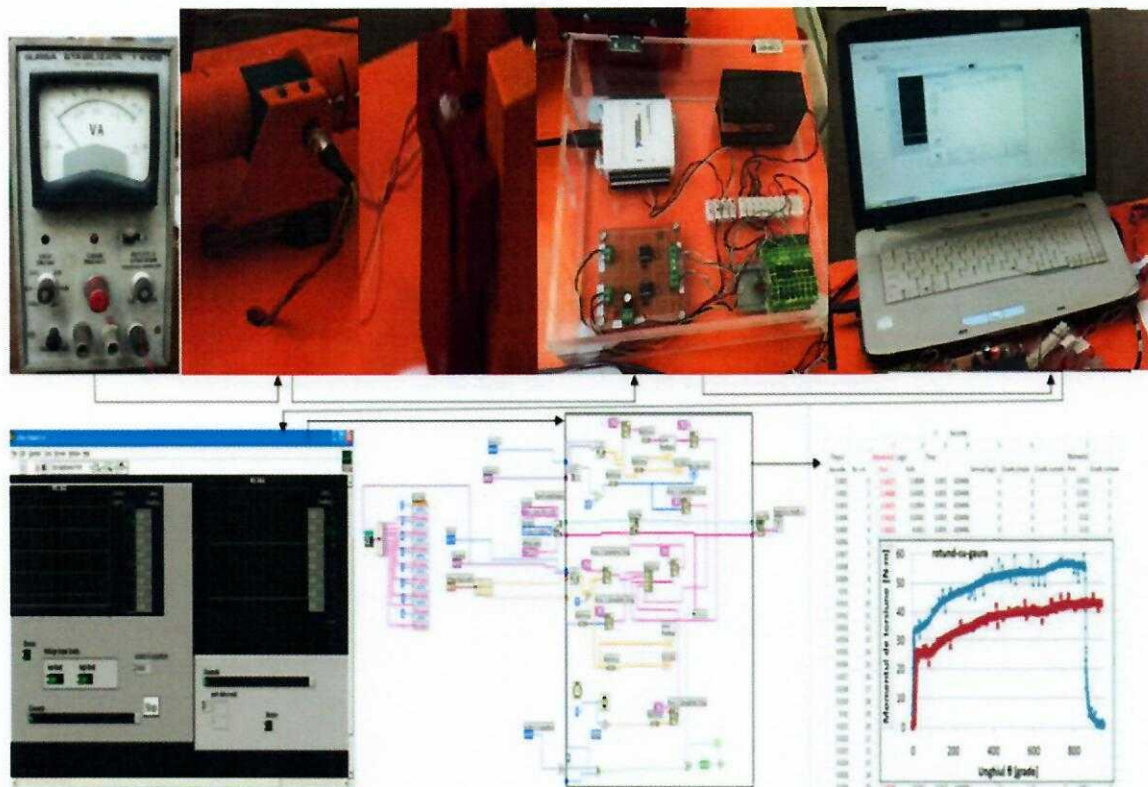
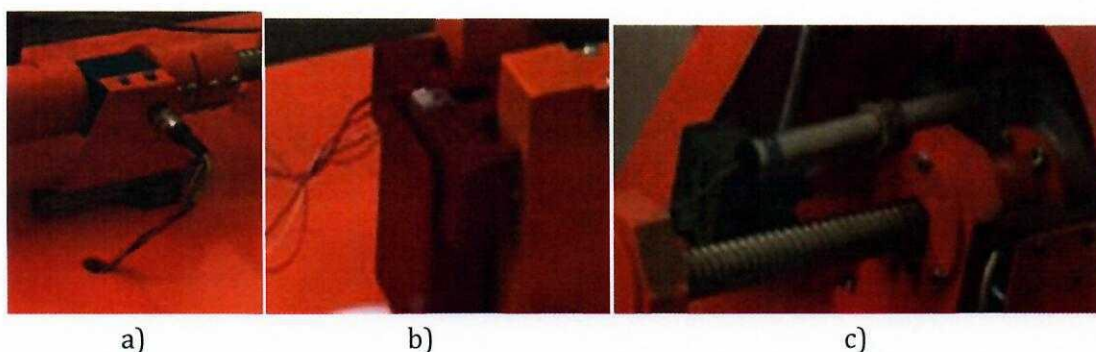
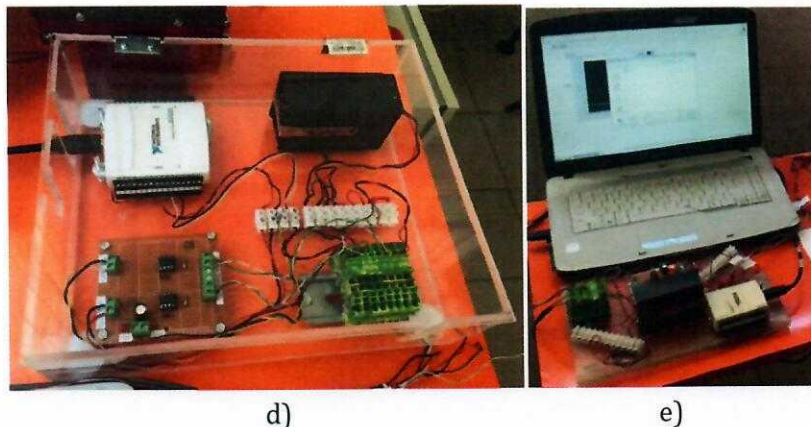


Fig. 3.23. Traseul achiziției și prelucrării datelor experimentale

În *figura 3.24* prezentate imagini cu aparatura ce va fi utilizată pentru achiziția semnalelor de la traductorul de torsiune.



- a) Traductor de moment de torsiune și unghi
- b) Traductor de forță
- c) Traductor de deplasare



d) placă de achiziție date și sistem de multiplicare semnal
e) achiziția, prin Labview, la PC

Fig. 3.24. Componentele lanțului de achiziție

În *figura 3.25* este prezentată o captură din Excel în care sunt evidențiate cele cinci canale cu semnalul achiziționat de la acestea.

	1	2	3	4	5				
Timpul		Momentul	Logic	Timp					
Secunde	Nr. crt.	N-m	Volti			Semnal logic	Grade simple	Grade sumate	
0.001	286	8.3984	0.1025	0.001	429496	0	1	1	
0.002	287	8.8867	0.0683	0.001	1	1	0	1	
0.003	288	9.2773	0.0244	0.001	1	1	0	1	
0.004	289	10.058	0.0634	0.001	1	1	0	1	
0.005	290	10.351	0.0683	0.001	1	1	0	1	
0.006	291	11.328	0.0732	0.001	1	1	0	1	
0.007	292	11.523	0.1171	0.001	1	1	0	1	
0.008	293	12.109	0.1806	0.001	429496	0	0	1	
0.009	294	12.597	0.166	0.001	429496	0	0	1	
0.01	295	13.085	0.1757	0.001	429496	0	0	1	
0.011	296	12.792	0.2343	0.001	429496	0	0	1	
0.012	297	13.183	0.1904	0.001	429496	0	1	2	
0.013	298	12.207	0.1269	0.001	1	1	0	2	
0.014	299	13.769	0.1513	0.001	1	1	0	2	
0.015	300	13.964	0.1562	0.001	1	1	0	2	
0.016	301	14.355	0.1562	0.001	429496	0	0	2	
0.017	302	15.917	0.1953	0.001	429496	0	0	2	
0.018	303	16.601	0.2685	0.001	429496	0	0	2	
0.019	304	17.285	0.2783	0.001	429496	0	1	3	

Fig. 3.25. Captură Xcell

Pentru trasarea curbelor caracteristice s-au încercat patru tipuri de probe la care secțiunea a fost: pătrată, rotundă, pătrată cu gaură centrală și inelară (*figura 3.26*). La prima vedere se observă că epruvetele cu gaură sunt mai torsionate decât cele fără gaură.



Fig. 3.26. Tipuri de epruvete încercate la torsiune

După trasarea graficelor de dependență, curbele caracteristice au avut aspecte diferite în cele patru cazuri menționate.

Astfel în graficul din *figura 3.27* se poate constata faptul că, pentru proba cu secțiune inelară, momentul de torsiune crește brusc, în intervalul 0-20°, după care are loc o creștere mai ponderată până la valoarea unghiului de aproximativ 2330°, urmând o scădere accentuată la rupere.

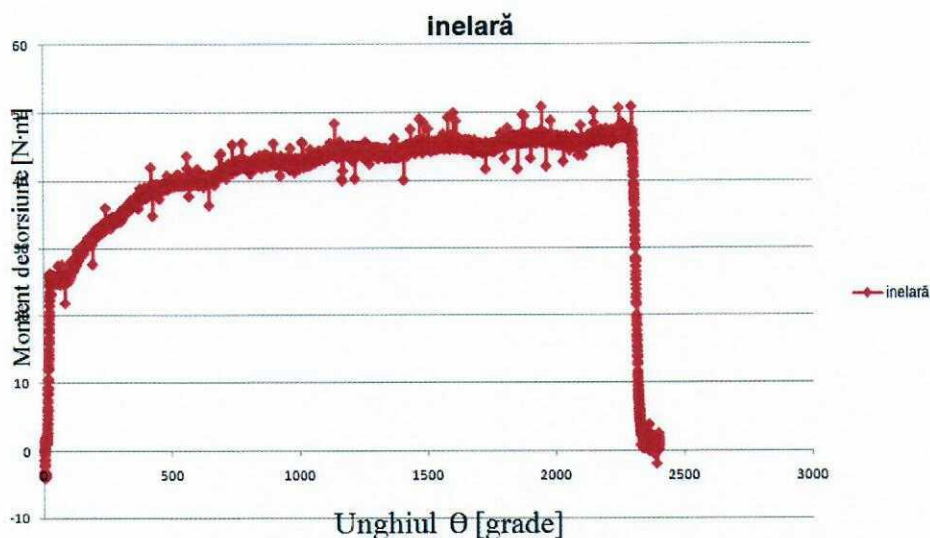


Fig. 3.27. Curbe caracteristice Mt- θ

În *figura 3.28* se observă că s-a făcut o comparație între proba cu secțiune circulară și proba cu secțiune inelară. În urma acestei comparații se constată că pentru proba cu secțiune circulară, momentul de torsiune crește brusc, în intervalul 0-20°, (ca și în cazul probei inelare) după care are loc o creștere mai ponderată până la valoarea unghiului de aproximativ 880°, urmând o scădere accentuată la rupere, iar pentru proba cu secțiune inelară se constată faptul că avem momente de torsiune mai mici pentru același unghi, iar valoarea unghiului la care momentul de torsiune scade brusc este de 2330°.

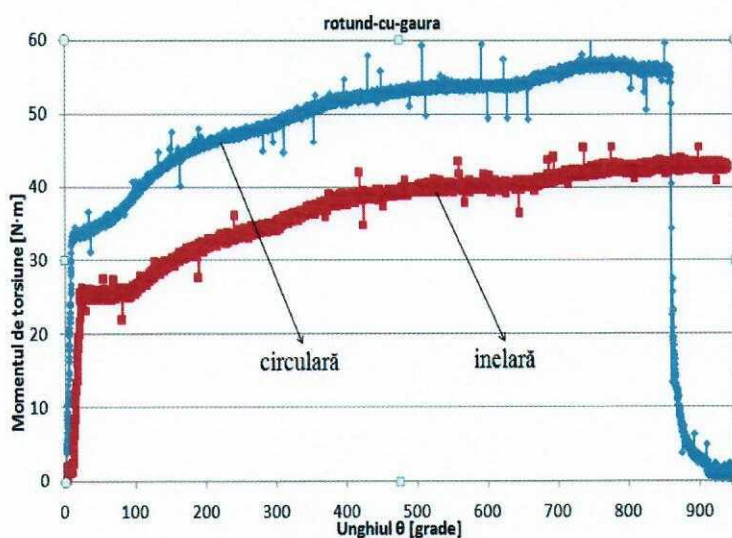


Fig. 3.28. Comparație între proba circulară și cea inelară

În figura 3.29 este prezentat graficul rezultat în urma încercării unei probe de secțiune pătrată, la această probă se observă că momentul de torsiune crește treptat până o valoare de aproximativ 14° după care are loc o creștere bruscă urmată imediat de o scădere treptată.

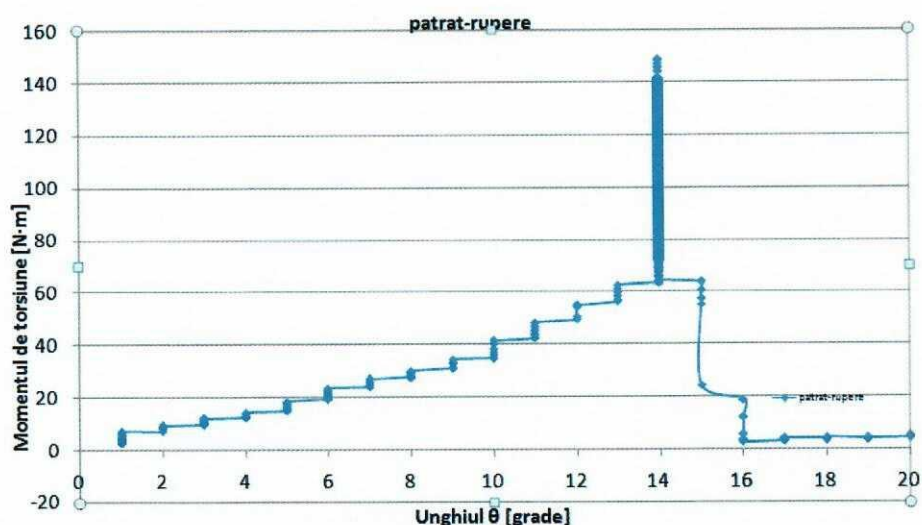


Fig. 3.29. Proba cu secțiune pătrată

În figura 3.30 se observă că s-a folosit o probă de secțiune pătrată cu gaură, de pe acest grafic se constată că are loc o creștere treptată a momentului de torsiune de la 0° la 25° apoi se observă o creștere uniformă până la aproximativ 89° după care are loc o creștere bruscă până la 90° , atingând un moment maxim de torsiune în momentul ruperii de 139 [N·m], iar apoi are loc o scădere bruscă a acestuia până la 95° .

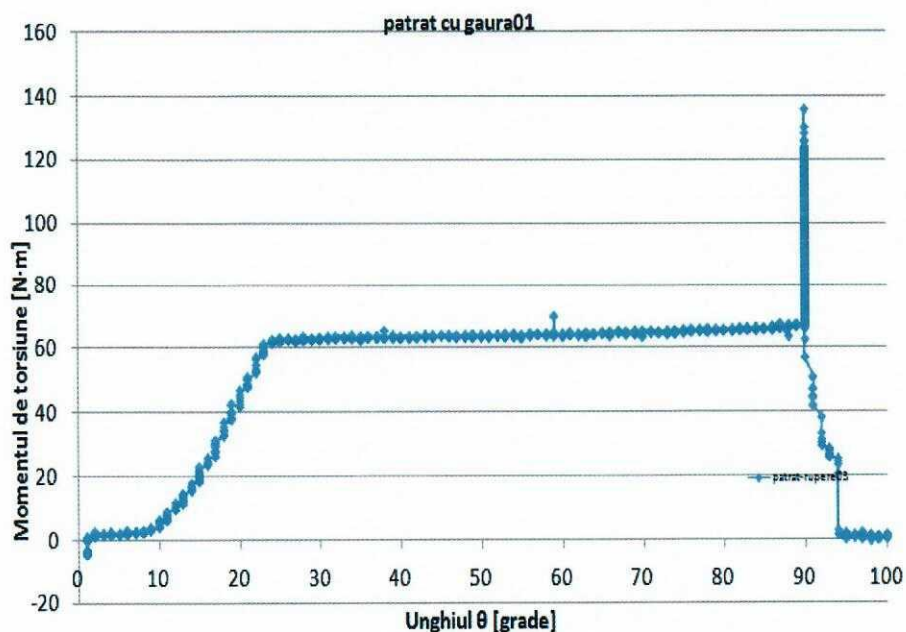


Fig. 3.30. Probă de secțiune pătrată cu gaură

În figura 3.31 este prezentată din nou o comparație între două probe și anume o probă de secțiune pătrată și o probă de secțiune pătrată cu gaură. În urma comparației făcute între cele două probe se poate observa faptul că proba de secțiune pătrată fără gaură atinge un moment de torsiune la rupere mai mare de aproximativ 150 [N·m] față de momentul atins de proba pătrată cu gaură de aproximativ 138 [N·m]. De asemenea se poate vedea că valoare unghiului este mult mai mică la proba pătrată de 20° în comparație cu proba pătrată cu gaură a cărei unghi atinge o valoare de 95°.

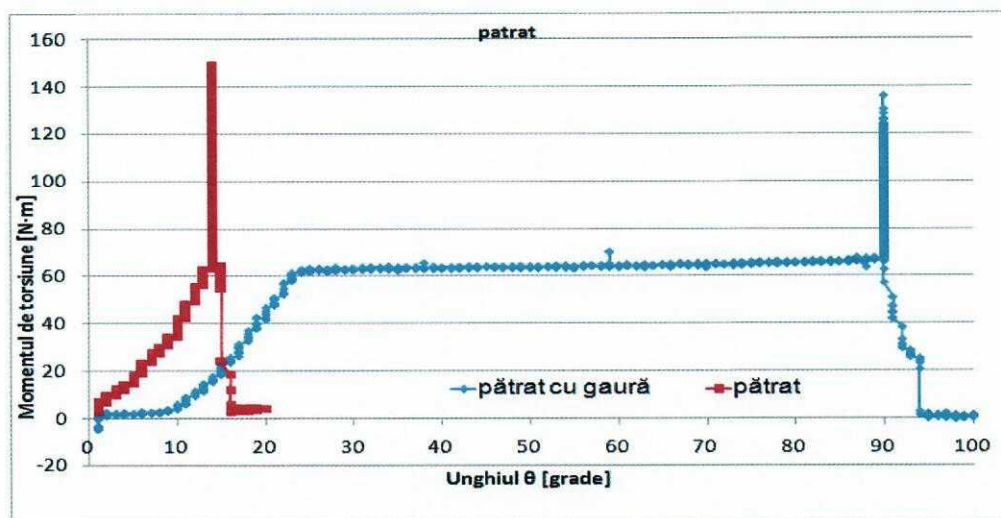


Fig. 3.31. Comparație între proba de secțiune pătrată cu și fără gaură

3.12. Concluzii

Momentul de torsiune constituie un important parametru mecanic, nu numai în ingineria mecanică. Măsurarea precisă a momentului de torsiune, în special asociat componentelor în rotație, constituie o cerință considerabilă pentru utilizator, cu atât mai mult cu cât tendința în proiecte este de creștere a vitezei de rotație și a preciziei sistemelor. Momentul de torsiune (cuplul) reprezintă un parametru funcțional important pentru diferite mașini și mecanisme ca: motoare electrice sau cu ardere internă, pompe, reductoare, transmisii de forță, mașini prelucrătoare, vehicule etc. În general, pentru măsurarea cuplurilor se folosesc două metode:

1. Măsurarea cuplului de reacție în mașina conducătoare;
2. Utilizarea unui dispozitiv de transmitere și măsurare a cuplului.

Prima metodă prezintă avantajul realizării unui sistem de măsurare static, însă complex. La a doua variantă elementul sensibil este un ax prin care se transmite mișcarea de la mașina conducătoare la cea condusă. Patru TER „captează” deformările specifice principale induse în axul solicitat răsucire. Semnalul este proporțional cu cuplul motor.

În cadrul acestei lucrări se urmărește trasarea curbelor caracteristice moment de torsiune – unghi, pentru epruvete cu secțiuni diferite. În acest scop, a fost îmbunătățit standul de torsiune existent, prin includerea în lanțul de transmitere a momentului de la motorul de

acționare către probă, a unui traductor de moment de torsiune. Datele necesare pentru trasarea curbelor amintite mai sus au fost obținute pe baza următorului lanț de echipamente și softuri: traductor de moment de torsiune și unghi, placă de achiziție de date, programul de achiziție labview 6.0, programul Excel de prelucrare a datelor.

BIBLIOGRAFIE

- [1] L. Arsenoiu, P. Cercel, Măsurarea momentelor de torsiune la prelucrarea prin strunjire, Conferința națională de instrumentație virtuală, pp. 171-173, 2004
- [2] Operation manual for Torque senzor – Lorenz Messtechnik GmbH.
- [3] Datum Electronics Limited – Torque Transducers, Torque Sensors and other torque measurement solutions
- [4] V. Goanță, Rezistența materialelor – Noțiuni fundamentale, Ed. "Gh. Asachi", Iași, 2001.
- [5] H.N. Norton, Sensor and Analyzer Handbook, New York: PrenticeHall, 1982.
- [6] B. Beihoff, A Survey of Torque Transduction Methodologies for Industrial Applications, Conference Record of 1996 Annual Pulp and Paper Industry Technical Conference, Piscataway, NJ: IEEE Industry Applications Society, pp. 220–229, 1996
- [7] I. J. Garshelis, C.R. Conto, A Torque Transducer Utilizing Two Oppositely Polarized Rings, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 30, Issue 6, Parts 1–2, pp. 4629–4631, November 1994.
- [8] ***, Torque Measuring Equipment, Instruments and Control Systems, February 1964.

A ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE TEHNICE ÎN INGINERIA MECANICĂ

- LABORATOR 4 -

DETERMINAREA CONSTANTELOR ELASTICE PE TREI DIRECȚII PENTRU TREI TIPURI DIFERITE DE MATERIALELE COMPOZITE - METODA OCTOGONULUI -

-
- 4.1. Introducere – noțiuni de calcul
 - 4.2. Determinarea E și ν pe baza tensometriei electrice rezistive
 - 4.3. Epruvete și echipamente utilizate
 - 4.4. Modul de efectuare a încercărilor
 - 4.5. Prelucrarea datelor experimentale
 - 4.6. Analiza cu elemente finite a octogonului sollicitat monoaxial
-

4.1. Introducere – noțiuni de calcul

În calculele de rezistență, deformații și stabilitate, în analiza experimentală a tensiunilor și în utilizarea metodei cu elemente finite, cunoașterea caracteristicilor elastice ale materialelor din care sunt realizate piesele sau elementele de construcție este absolut necesară.

În cadrul lucrării de laborator, ce se va descrie în continuare, se vor determina experimental, pe baza încercării la tracțiune, modulul de elasticitate convențional liniar E , și coeficientul lui Poisson ν , pentru trei tipuri diferite de materiale compozite, pe fiecare dintre acestea determinările făcându-se pe trei direcții: 0° , 45° și 90° . În acest fel se pune în evidență (parțial) caracterul orthotrop al materialelor compozite armate cu țesătură. Prin calcul se va determina și modulul de elasticitate transversală G . Modulul de elasticitate convențional liniar este definit ca raportul dintre tensiunea și deformația specifică pentru materialele care prezintă o porțiune liniară a curbei caracteristică la tracțiune, *figura 4.1*:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (4.1)$$

Coeficientul lui Poisson sau coeficientul de contracție transversală reprezintă raportul dintre deformația specifică transversală și deformația specifică longitudinală:

$$\nu = \frac{\varepsilon_{\text{Tranv.}}}{\varepsilon_{\text{Long.}}} \quad (4.2)$$

Cele două constante elastice se determină pe epruvete plate supuse încercării statice de tracțiune. Modulul de elasticitate transversală se determină pe baza relației:

$$G = \frac{E}{[2(1 + \nu)]} \quad (4.3)$$

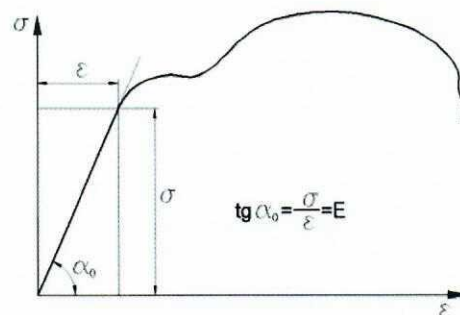


Fig. 4.1. Curba caracteristică la încercarea de tracțiune

4.2. Determinarea E și ν pe baza tensometriei electrice rezistive

Tensometria electrică rezistivă permite măsurarea deformațiilor specifice, longitudinale și transversale cu o precizie ridicată. Pentru determinarea deformațiilor specifice, pe o epruvetă de tracțiune de formă plată având aria secțiunii transversale egală cu $S_0 = a \cdot b$, se montează traductoare electro-tensometrice bidirecționale, ca în figura 4.2. O grilă a traductorului este plasată pe direcția longitudinală a epruvetei iar cealaltă pe direcție transversală.

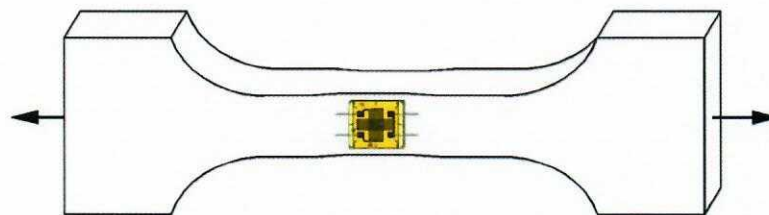


Fig. 4.2. Epruveta supusă de tracțiune; amplasarea traductoarelor tensometrice

Atunci când proba este solicitată pe direcție longitudinală, pe aceeași direcție apare o alungire iar pe direcția transversală apare o contracție. Valorile deformațiilor specifice pe cele două direcții se măsoară cu mărcile tensometrice montate pe epruvetă, acestea făcând parte dintr-un singur traductor tensometric. Cele două mărci tensometrice sunt suprapuse și orientate la 90° una față de cealaltă. În aceste condiții, marca de pe direcția longitudinală va măsura deformația specifică longitudinală, ϵ_L , iar marca de pe direcția transversală va măsura deformația specifică transversală, ϵ_T .

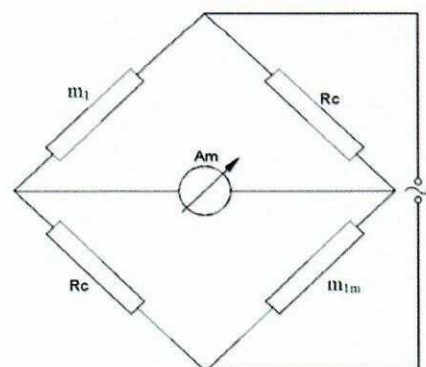


Fig. 4.3. Amplasarea mărcilor tensometrice – puntea Wheatstone

Traductoarele electro-tensometrice se introduc în circuite de măsură de tip punte *Wheatstone*, *figura 4.3*, aici în configurație *sfert de punte*, astfel încât fiecare marcă tensometrică să fie echilibrată pe baza circuitului din puntea tensometrică.

4.3. Epruvete și echipamente utilizate

Pentru determinarea deformațiilor specifice, pe o *epruvetă de tracțiune de formă octogonală*, având aria secțiunii transversale egală cu $S_0=(a \cdot b)$, se montează rozete electro-tensometrice bidirecționale, ca în *figura 4.4*.

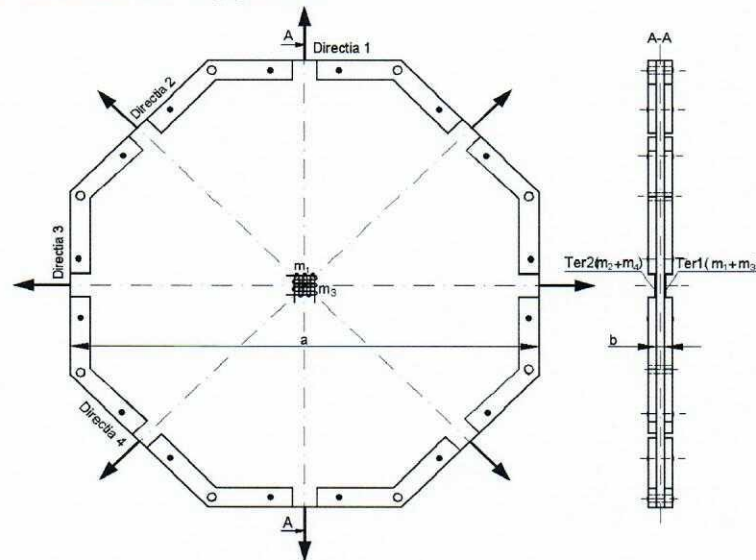


Fig. 4.4. Epruveta octogonală supusă de tracțiune; amplasarea traductoarelor tensometrice

O grilă a rozetei TER1, respectiv (m_1), este dirijată pe direcția 1, iar cealaltă, (m_3) este dirijată pe direcția perpendiculară 3. Pe fața opusă a epruvetei, tot în centrul epruvetei, se montează o altă rozetă bidirecțională, (TER2), grilele mărcilor fiind dispuse pe direcțiile 2, (m_2), și 4, (m_4). În aceste condiții, prin solicitarea după direcția 1 se vor obține constantele elastice E_{11} și ν_{13} , prin solicitarea după direcția 2 se vor obține E_{22} și ν_{24} iar prin solicitarea după direcția 3 se vor obține E_{33} și ν_{34} . În condițiile utilizării unei epruvete de forma celei prezentate în *figura 4.2* **nu mai este necesară decuparea a trei epruvete diferite** cu direcția longitudinală orientată după direcțiile 1, 2 și 3. Pe de altă parte, pe baza utilizării acestei epruvete se pot determina caracteristicile elastice în același punct, central al epruvetei, în timp ce prin decupare de epruvete diferite se vor determina aceste caracteristici în puncte diferite. În acest din urmă caz pot apărea erori datorită eventualelor imperfecțiuni ale materialului în zone diferite cauzate fie de către matrice, fie de către armătură, fie de interfața dintre matrice și armătură.

Pentru preluarea corectă a semnalelor în vederea efectuării calculelor, se menționează următoarele:

- Mărcile m_1 , m_2 , m_3 și m_4 se află dispuse longitudinal pe direcțiile corespunzătoare;
- Atunci când solicitarea are loc pe **direcția 1**, de la marca m_1 se va prelua semnalul ε_{1L} iar de la marca m_3 se va prelua semnalul ε_{3T} ;

- Atunci când solicitarea are loc pe **direcția 3**, de la marca m_1 se va prelua semnalul ε_{1T} iar de la marca m_3 se va prelua semnalul ε_{3L} ;
- Atunci când solicitarea are loc pe direcția 2, de la marca m_2 se va prelua semnalul ε_{2L} iar de la marca m_4 se va prelua semnalul ε_{4T} .

Semnalele de ieșire de la punțile Wheatstone se prelucrează cu ajutorul unui sistem de achiziție de date. Prelucrarea datelor se efectuează pentru obținerea valorilor constantelor elastice ale materialului compozit pe direcțiile 1, 2 și 3:

- a) modulul de elasticitate longitudinală, E , (modulul *Young*) este determinat ca panta drepte de aproximare a graficului reprezentat în coordonatele tensiune normală (σ) / deformare specifică longitudinală (ε), prin punctele determinate din semnalele rezultate de la traductoarele longitudinale;
- b) coeficientul contracției transversale, ν , (coeficientul lui Poisson) a fost determinat din curba trasată în coordonatele deformare specifică transversală ($\varepsilon_{tr.}$)/deformare specifică longitudinală ($\varepsilon_{long.}$), folosind semnalele obținute atât de la traductoarele longitudinale, cât și de la cele transversale;
- c) modulul de elasticitate transversală, G , (de forfecare) se calculează cu ajutorul constantelor E și ν , cu ajutorul relației (4.3).

Solicitarea la tracțiune a probelor cu configurația din *figura 4.5* s-a realizat pe o *mașină universală de încercat de tip Instron 8801*, *figura 4.6*. Controlul asupra mașinii de încercat s-a realizat prin intermediul forței impunându-se ca încercarea să se efectueze cu viteza de 0,05 kN/min. În același timp, având în vedere că rata minimă de eșantionare a achiziției de date pentru puntea Vishay este de 1 secundă, s-a impus ca și rata de achiziție a datelor de la mașina de încercat Instron să fie tot de o secundă. Pentru acest experiment am avut la dispoziție 3 tipuri de probe prezentate în *figura 4.5*. Acestea sunt:

- probă cu matrice din rășină epoxidică armată cu un singur strat de țesătură din fibră de sticlă, având grosimea totală de 0.9 mm;
- probă cu matrice din rășină epoxidică armată cu un singur strat de țesătură din fibră de sticlă având suprafețele acoperite cu un strat de cupru, grosimea totală a epruvetei fiind de 4.2 mm;
- probă cu matrice din rășină epoxidică armată cu mai multe straturi de țesătură din fibră de sticlă, grosimea totală a epruvetei fiind de 7.6 mm, lățimea fiind de 111 mm.

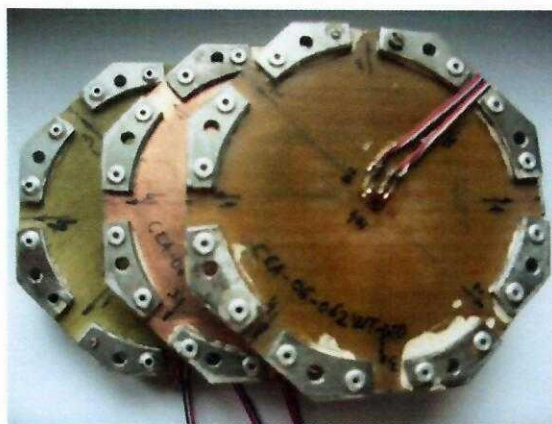


Fig. 4.5. Configurația probelor utilizate pentru încercare

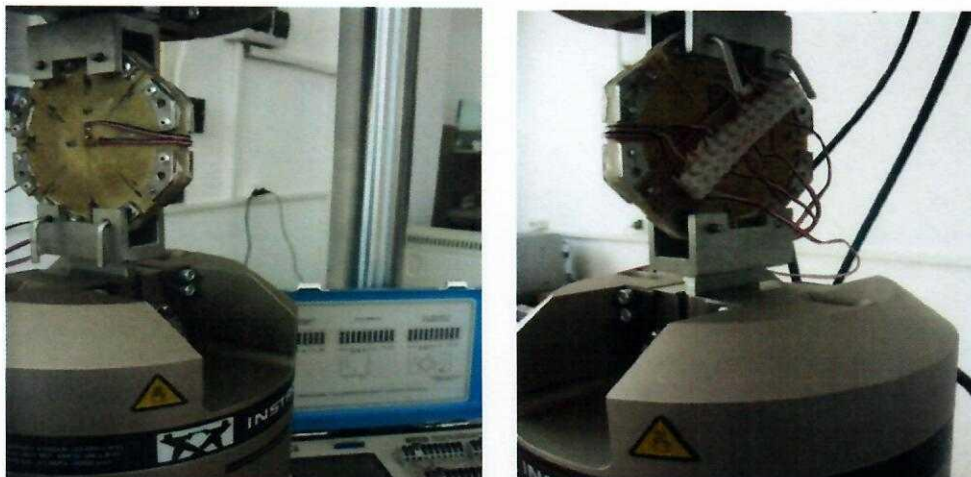


Fig. 4.6. Prinderea probelor pe mașina de încercat

Configurația probelor din figura 4.5 a rezultat ca urmare a necesității de realizarea a solicitării după trei direcții: 0° , 45° și 90° precum și pentru posibilitatea realizării prinderii în bacuri, figura 4.6. Softul mașinii de încercat va furniza un fișier de date ce va cuprinde variația forței și/sau a tensiunii în timp. Utilizând achiziția automată a datelor pentru puntea tensometrică Vishay P3, pe cardul de memorie al acesteia se va înregistra fișierul de date ce conține variația în timp a deformației specifice longitudinale și transversale, atunci când solicitarea probei are loc după o anumită direcție. Eliminând timpul din cele două fișiere de date se va obține un singur fișier ce va conține variația forței (tensiunii) de solicitare în raport cu deformațiile specifice, longitudinală și transversală. Numărul de puncte înregistrate este relativ mare ca urmare a setărilor făcute pentru viteza de încercare a mașinii și forța maximă din domeniul elastic la care este solicitată proba. Pentru primele două probe, ce prezintă un singur strat de armătură din fibră de sticlă, direcția 1 corespunde cu direcția urzelii, direcția 3 corespunde cu cea a bătăturii iar direcția 2 se poziționează la 45° în raport cu oricare din cele două direcții descrise mai sus. A treia probă este un compozit multistrat, cu direcțiile urzelii reciproc perpendiculare pentru două straturi succesive.

4.4. Modul de efectuare a încercărilor

Se supune placa din material compozit la solicitarea de tracțiune pe direcțiile i : 1, 2, și 3. Placa se va încălca static, cu viteză mică de încărcare și control pentru forță a mașinii de încercat. Pentru solicitarea pe fiecare direcție se vor înregistra pe puntea tensometrică Vishay semnalele date de mărcile tensometrice m_1 , m_2 , m_3 și m_4 . Astfel, la solicitarea pe direcția 1, cu forțele F_{1j} , de la mărcile m_1 și m_3 se vor culege semnalele m_{1L} , ce reprezintă alungirea specifică ε_{1L} , și m_{3T} ce reprezintă deformația specifică transversală ε_{3T} , cu ajutorul cărora se vor putea determina modulul de elasticitate longitudinală E_{11} și coeficientul lui Poisson ν_{13} . La solicitarea pe direcția 2, cu forțele F_{2j} , de la mărcile m_2 și m_4 se vor culege semnalele m_{2L} ce reprezintă alungirea specifică ε_{2L} , și m_{4T} ce reprezintă deformația specifică transversală ε_{4T} , cu ajutorul cărora se vor putea determina modulul de elasticitate longitudinală E_{22} și coeficientul lui Poisson ν_{24} . În cazul solicitării pe direcția 3, cu forțele F_{3j} , de la mărcile m_3 și m_1 se vor

culege semnalele m_{3L} ce reprezintă alungirea specifică ε_{3L} și m_{1T} deformația specifică transversală ε_{1T} cu ajutorul cărora se vor putea determina modulul de elasticitate longitudinală E_{33} și coeficientul lui Poisson ν_{34} . În tabelul 1 sunt prezentate mărimile preluate de la mașina de încercat precum și de la puntea tensometrică, atunci când solicitarea se efectuează după una din direcțiile precizate.

Tab. 4.1. Modul de preluare a semnalelor de la mărcile tensometrice

Solicitare	Mărci tensometrice				Constante elastice		
	Marca 1	Marca 2	Marca 3	Marca 4	E măsurat	ν măsurat	G calculat
Direcția 1	ε_{1L}	-	ε_{3T}	-	E_{11}	ν_{13}	G_{11}
Direcția 2	-	ε_{1L}	-	ε_{4T}	E_{22}	ν_{24}	G_{22}
Direcția 3	ε_{1T}	-	ε_{3L}	-	E_{33}	ν_{31}	G_{33}

4.5. Prelucrarea datelor experimentale

Prelucrarea datelor se efectuează pentru obținerea valorilor constantelor elastice ale materialelor compozite pe direcțiile 1, 2 și 3, arătate în *figura 4.4*:

- modulul de elasticitate longitudinală, E , (*modulul lui Young*) este determinat ca panta drepte de aproximare a graficului reprezentat în coordonatele tensiune normală (σ)/deformație specifică longitudinală (ε), prin punctele determinate din semnalele rezultate de la traductoarele longitudinale;
- coeficientul contracției transversale, ν , (*coeficientul lui Poisson*) este determinat din curba trasată în coordonatele deformație specifică transversală ($\varepsilon_{tr.}$)/deformație specifică longitudinală ($\varepsilon_{long.}$), folosind semnalele obținute atât de la traductoarele longitudinale, cât și de la cele transversale;
- modulul de elasticitate transversală, G , (*Coulomb*) se calculează cu ajutorul constantelor E și ν , pe baza relației:

$$G_{ii} = \frac{E_{ii}}{2(1 + \nu_{ik})}. \quad (4.4)$$

Secțiunea transversală a epruvetei este dată de relația $S_0 = a \cdot b$ [mm²], cu dimensiunile a și b măsurate ca în *figura 4.4*. Dacă se au în vedere valorile forței achiziționate pe parcursul încercărilor, tensiunea se calculează din fișierul de date pe baza relației: $\sigma_j = F_j / S_0$ [N/mm²]. Pentru încărcarea pe fiecare direcție i de solicitare se trasează drepte de variație a tensiunii σ_L în raport cu alungirea specifică ε_L , așa cum s-a arătat anterior, *figura 4.7*. Pentru aceste curbe se trasează o dreaptă de aproximare care este tangentă cu ultima porțiune a respectivelor curbe. În aceste condiții, pantele dreptelor din *figura 4.7* vor reprezenta modulele de elasticitate E_{ii} ale materialului compozit pe cele trei direcții de solicitare. Valoarea pentru E_{ii} pentru o anumită direcție va rezulta în mod automat ca fiind coeficientul termenului ε_{ik} din relațiile prezentată în graficele din *figura 4.7*. Pentru obținerea modulului de elasticitate longitudinală în N/mm² valoarea respectivă trebuie înmulțită cu 10⁶.

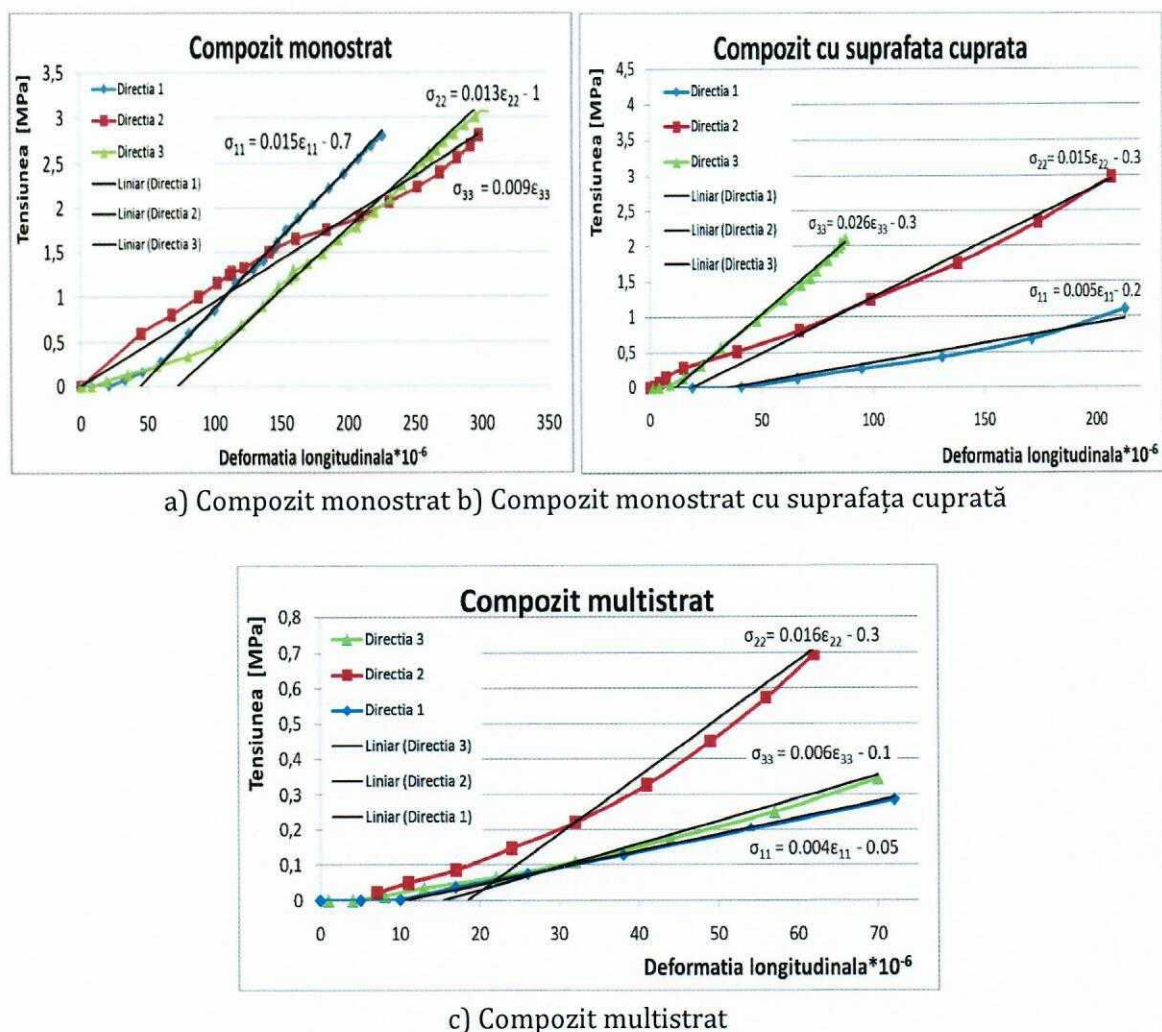


Fig. 4.7. Modul de determinare a modulului de elasticitate longitudinală

Coeficientul contracției transversale (Poisson) este factorul de proporționalitate dintre deformația pe direcție transversală ε_T și deformația pe direcție longitudinală ε_L , fiind, de asemenea, panta dreptei trasată în coordonatele ($x=\varepsilon_L, y=\varepsilon_T$):

$$\varepsilon_T = -\nu \cdot \varepsilon_L \quad (4.5)$$

Deformația specifică transversală, ε_T , se măsoară cu ajutorul mărcilor tensometrice notate m_3 , m_4 și m_1 (figura 4.4), atunci când solicitarea are loc pe direcțiile 1, 2 și 3. De la aceste mărci se vor prelua semnalele deformațiilor specifice transversale ε_{3T} , ε_{4T} și ε_{1T} . Acestea, împreună cu alungirile specifice ε_{1L} , ε_{2L} și ε_{4L} vor forma graficele din figura 4.8. Pentru aceste curbe se trasează o dreaptă de aproximare care să fie tangentă la ultima porțiune a curbelor. În aceste condiții, pantele dreptelor astfel trasate vor reprezenta coeficienții contracției transversale (Poisson) ai materialului compozit, ν_{ik} , pe cele trei direcții de solicitare. Cu E_{ii} și ν_{ik} astfel determinate este posibil calculul modulului de elasticitate transversală, G_{ii} , pentru cele trei direcții de solicitare, cu ajutorul relației (4.4).

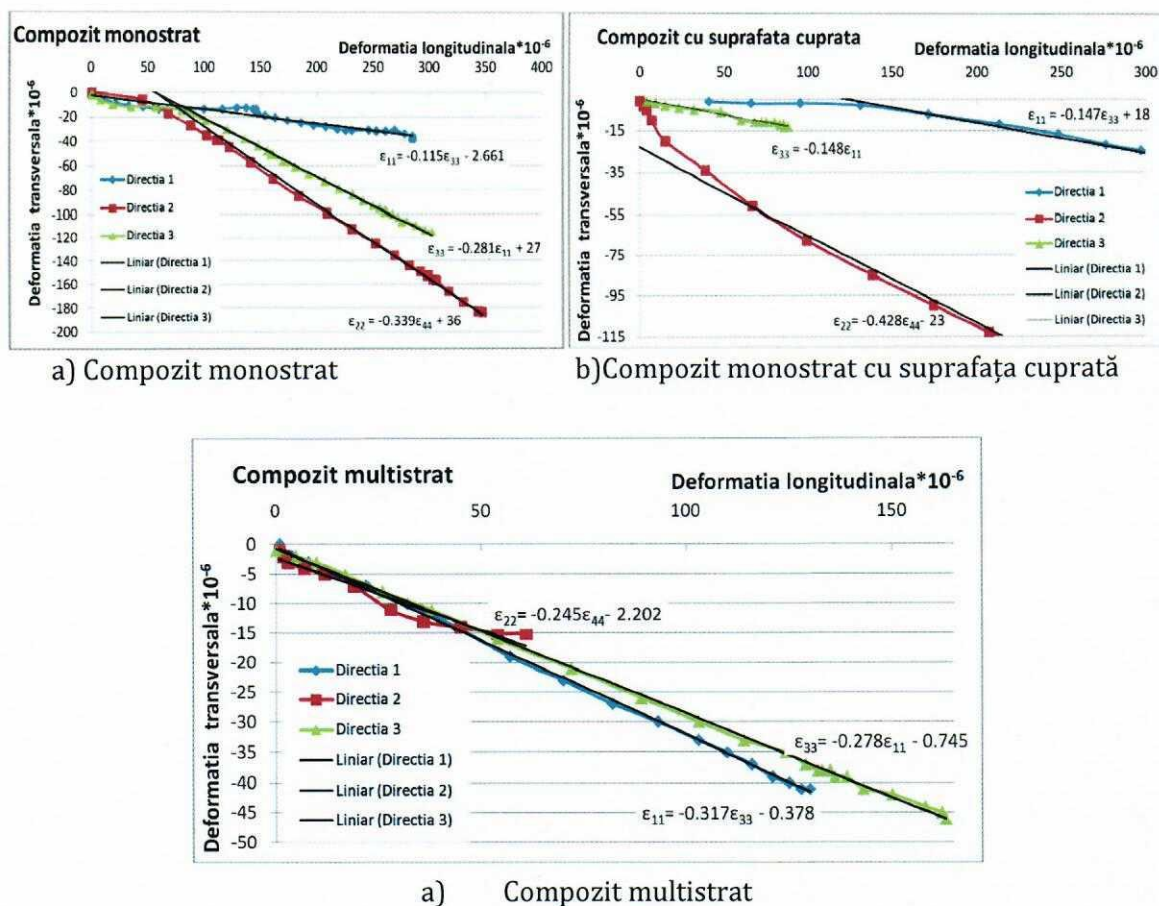


Fig. 4.8. Modul de determinare a coeficientului lui Poisson

4.6. Analiza cu elemente finite a octogonului solicitat monoaxial

Pentru a vedea influența prinderii probelor în dispozitivul de încercare s-a realizat o analiză cu elemente finite, figura 4.9. Se menționează faptul că analiza cu elemente finite a fost realizată pentru proba cu elementele prevăzute pentru prindere și care se pot vedea în figura 4.9. Analiza s-a realizat pe un model ce reprezintă un sfert din proba reală cu respectarea condițiilor la limită impuse de simetrie:

- elementelor de pe axa Y li s-a împiedicat translația după axa Z și rotațiile după axele X și Y;
- elementelor de pe axa Z li s-a împiedicat translația după axa Y și rotațiile după axele X și Z.

În figura 4.9 se prezintă tensiunile pentru placa centrală supusă solicitării de tracțiune monoaxială ca în figura 4. În figura 4.9a se prezintă harta tensiunilor pe direcția solicitării, z-z, iar în figura 4.9b se prezintă harta tensiunilor pe direcția y-y, perpendiculară pe direcția solicitării. Din cele două figuri se constată faptul tensiunile din partea centrală a epruvetei, acolo unde sunt plasați traductorii electrotensometrici, nu sunt afectate de concentratorii de tensiune. În consecință, având în vedere atât configurația probei cât și elementele de prindere montate pe aceasta, măsurătorile efectuate de către mărcile tensometrice montate în partea centrală a probei, nu sunt afectate.

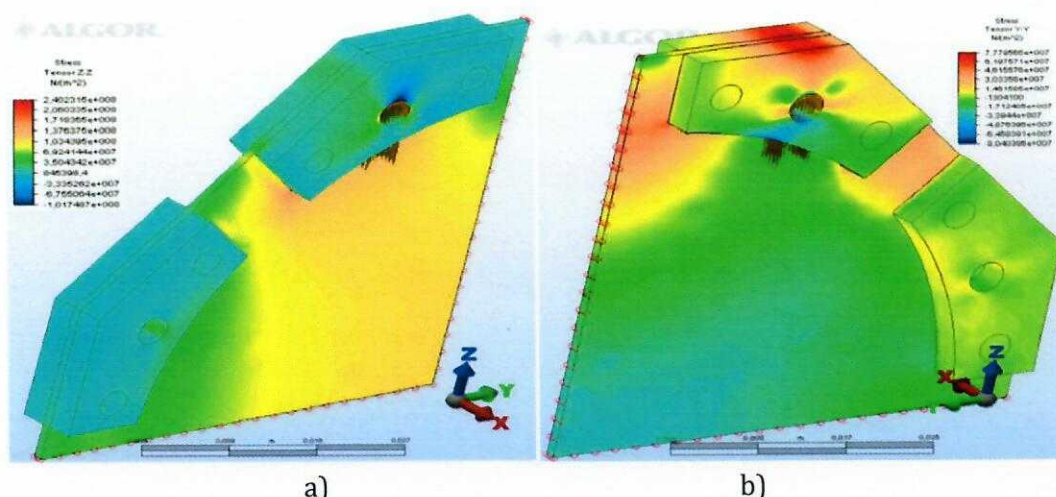


Fig. 4.9. Analiza cu elemente finite a epruvetei

În aceste condiții, pantele dreptelor astfel trasate vor reprezenta coeficienții contracției transversale (Poisson) ale materialului compozit, ν_{ik} , pe cele trei direcții de sollicitare.

E_{ii} și ν_{ik} odată determinate este posibil calculul modului de elasticitate transversală, G , pentru cele trei direcții de sollicitare (relația 4.4).

Valorile celor trei caracteristici de elasticitate determinate pe fiecare din cele trei direcții de sollicitare se trec în *tabelul 4.2*.

În acest caz determinările constantelor elastice se fac, pentru fiecare direcție în parte, în puncte diferite ale materialului de bază. Pentru materialele compozite polimerice armate cu țesătură de exemplu, este posibilă influența asupra valorii respectivelor caracteristici dată nu numai de către direcția de sollicitare ci și de zona în care se face măsurarea deformațiilor longitudinale și transversale. Interesul în cazul acestui tip de determinări este de a se pune în evidență doar influența direcției de sollicitare în raport cu direcția de armare a unui material compozit.

Tab. 4.2. Centralizarea datelor obținute

Proba	Direcția	E_{ii} (MPa)	ν_{ik}	G_{ij} (MPa)
Compozit monostrat	1			
	2			
	3			
Compozit cuprat	1			
	2			
	3			
Compozit multistrat	1			
	2			
	3			

BIBLIOGRAFIE

- [1] P.D. Bârsănescu, F. Mocanu, L. Bejan, C. Bâtcă, Tensometrie electrică rezistivă la materialele compozite, Ed. Tehnopress, Iași, 2007.
- [2] D.R. Mocanu, ș.a. Incercarea materialelor, vol. I, Ed. Tehnică, București 1980.
- [3] S.F. Hwang, C.K. Yeh, S.C. Chung, Inverse determination of elastic constants of composite materials, Polymer Composites, Vol. 30, Issue 5, pp. 521-527, 2009.
- [4] E.C. Botelho, R.A. Silva, L.C. Pardini, M. C. Rezende, A review on the development and properties of continuous fiber/epoxy/aluminum hybrid composites for aircraft structures, Mat. Res. vol.9 no.3, São Carlos, July/Sept. 2006.
- [5] X.Q. Peng, J. Cao, Numerical Determination of Mechanical Elastic Constants of Textile Composites, 15th Annual Technical Conference of the American Society for Composite, College Station, TX, Sept. 25-27, 2000.
- [6] P.K. Liaw, N. Yu, D.K. Hsu, N. Miriyala, V. Saini, L.L. Snead, C.J. McHargue, R.A. Lowden, Moduli determination of continuous fiber ceramic composites, Journal of Nuclear Materials, 219: 93-100, 1995.

ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE TEHNICE ÎN INGINERIA MECANICĂ

- LABORATOR 5 -

DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A TENSIUNILOR ȘI A DEFORMAȚIILOR PRIN FOTOELASTICIMETRIE ÎN DREPTUL CONCENTRATORILOR DE TENSIUNE

- 5.1. Fotoelasticimetria - generalități
 - 5.2. Noțiuni introductive privind fotoelasticitatea
 - 5.3. Noțiuni teoretice privind polarizarea
 - 5.4. Aparatura și materiale utilizate
 - 5.5. Stabilirea direcțiilor principale ale deformațiilor specifice/tensiunilor normale
 - 5.6. Descrierea dispozitivului și caracterizarea materialului fotoelastic pentru determinarea stării de deformare (ε_1 - ε_2) în vecinătatea unor concentratori
 - 5.7. Operațiuni premergătoare încercărilor realizate prin softul PSCalc 3.1
 - 5.8. Izocromate obținute pe bara solicitată
 - 5.9. Determinarea tensiunilor și a deformațiilor în vecinătatea unor concentratori
-

5.1. Fotoelasticimetria - generalități

Fotoelasticimetria este o metodă optică de analiză experimentală a stării de tensiune din elementele de rezistență solicitate. Metoda se bazează pe proprietatea de birefrigență accidentală a unor materiale transparente, omogene și izotrope din punct de vedere optic în stare nesolicitată, care devin birefrigerente când sunt supuse unei stări de solicitare.

Metodele analitice de calcul ale tensiunilor și deformațiilor tratate până în prezent în cărțile de specialitate au serioase limitări, neputând duce la rezolvarea oricărei probleme puse în practică. Aceste limitări se datoresc: formei complicate a pieselor și solicitărilor complexe la care acestea sunt supuse; ipotezelor simplificatoare ce stau la baza relațiilor analitice.

În acest sens, apare obligativitatea combinării calculului teoretic cu procedeul experimental adecvat, ca apoi, rezultatele experimentale să fie validate/verificate prin analize și simulări ce au la bază metode numerice (metoda elementelor finite).

Metodele de determinare a tensiunilor și deformațiilor cele mai des utilizate sunt: fotoelasticimetria prin transparență și reflexie, Corelarea Digitală a Imaginii, metoda franjelor Moire, tensometria electrică rezistivă, interferometria etc.

Metoda fotoelasticimetriei prin transparență este o metodă experimentală optică ce oferă informații imediate și pe întreaga suprafață a piesei sau a unei structuri cu privire la diferența tensiunilor principale ($\sigma_1 - \sigma_2$) și direcția lor. Această metodă experimentală poate fi aplicată pieselor 2D (plane) sau 3D (piese solide), având o geometrie complexă. Piese, din materiale transparente optic active (de exemplu rășină epoxidică, sticlă organică etc.) sunt geometrice

asemenea și solicitate identic cu piesele reale. Studiul se realizează în lumina polarizată, de obicei obținută cu ajutorul polarizatorilor (sau filtre polarizate). Prin metoda fotoelasticității se determină două familii de curbe: Izocline – reprezintă locurile geometrice ale punctelor în care direcțiile principale sunt paralele cu direcțiile planelor de polarizare ale polarizatorilor; Izocromate – reprezintă locul geometric al punctelor în care diferența tensiunilor principale este constantă.

La modul general, diferența tensiunilor principale se calculează cu relația analitică:

$$k \sigma_0 = \sigma_1 - \sigma_2$$

unde, σ_1 și σ_2 , reprezintă tensiunile principale ($\sigma_2 = 0$ în cazul în care piesa simplă este supusă unor solicitări simple, cum ar fi întindere, compresiune axială sau încovoiere pură), k reprezintă numărul izocromatei ($k = 1, 2, 3$ etc.), iar σ_0 este o caracteristică a materialului transparent (care se determină experimental) și este măsurat în N/mm.

Materialele transparente optic active prezintă proprietatea de birefrință, adică razele de lumină ce trec prin corpul tensionat se vor descompune după două direcții (sau plane) care coincid cu direcția tensiunilor principale. Sunt plăci polarizatoare confecționate din materiale care prezintă dicroism: proprietatea unor cristale birefringente de a absorbi raza ordinară și a lăsa să treacă numai raza extraordinară, polarizată liniar. Aplicabilitatea acestei metode experimentale este vastă; se poate aplica în orice domeniu al ingineriei și nu numai, atunci când se dorește stabilirea distribuției de tensiuni, implicit observarea zonelor cu solicitare maximă, indiferent de geometria piesei model și de regimul de studiu (static și dinamic). Utilizarea metodei în regim dinamic devine din ce în ce mai utilizată și mai importantă, mai ales în cazul sistemelor ce execută mișcări în timp, ca exemplu roboți industriali, elemente din componența aeronavelor, mașinilor unelte etc.

Analiza tensiunilor prin metoda fotoelasticității se bazează pe proprietatea unor materiale transparente de a expune tipare coloristice când sunt traversate de lumină polarizată. Aceste tipare sunt rezultatul alterării luminii polarizate de tensiunile interne în două unde ce au viteze diferite. Acest fenomen al dublei refracții este cunoscut ca birefrință. Tiparele care se dezvoltă sunt în funcție de tensiunea internă și poartă denumirea de efect fotoelastic. În acest scop se realizează un model realizat din material transparent capabil să expună un răspuns fotoelastic când corpul analizat este supus acțiunii forței și dezvoltă tensiuni interne. Metoda prezintă următoarele avantaje :

- Tensiunea poate fi determinată în modele cu forme foarte diferite;
- Tensiunea rezultată din complexul încărcărilor poate fi determinată;
- Tensiunea poate fi observată prin modelul întreg, în acest mod putându-se localiza magnitudinea tensiunii.

Din punct de vedere al conceptului modelării sunt luate în considerație două considerații principale:

1. este relatarea reproducerii geometrice a situației. Modelul poate reflecta în întregime sau parțial fidelitatea tridimensională. De asemenea, modelul poate fi realizat fie în mărime naturală fie mai mare sau mai mic.

2. a doua considerație a modelării este reprezentată de simularea proprietăților mecanice a sistemului studiat. Nu este posibil modelarea tuturor proprietăților mecanice a structurilor elementului. Prin urmare decizia trebuie luată în funcție de proprietatea cea mai pertinentă.

Tipuri de analiză fotoelastică

- bidimensională;
- tridimensională;
- cvasi-tridimensională.

Analiza fotoelastică bidimensională utilizează un model care își păstrează fidelitatea geometrică într-un singur plan. Se poate aplica atunci când nu există variații ale tensiunii în grosimea modelului.

Interpretare : - numărul crescut de linii simbolizează creșterea tensiunii

- liniile închise reprezintă concentrarea tensiunii.

Avantajele acestei metode sunt:

- ușurința realizării modelului;
- aplicarea unui număr foarte mare de încărcări pe model.

Analiza fotoelastică tridimensională

Dintre avantajele metodei sunt subliniate atât fidelitatea geometrică cât și imaginea tridimensională a tensiunii, iar dezavantajele, distrugerea modelului pentru obținerea datelor, necesitatea realizării de modele separate pentru fiecare încărcare, limitează utilizarea frecventă a metodei.

Metoda utilizează o proprietate specifică a modelelor din material plastic : când acestea sunt încărcărilor la temperaturi înalte specifice și încărcările sunt menținute în timp ce temperatura scade treptat până la 20°C (temperatura camerei) tensiunile rămân după îndepărtarea încărcărilor. Această procedură de blocare a tensiunilor poartă numele de înghețare a tensiunii, „tensiune freezing”.

Pentru a determina tensiunile tri-dimensionale modelul trebuie secționat în felii subțiri. Fiecare secțiune este analizată separat, analiza tuturor secțiunilor permițând construcția imaginii tridimensionale a tensiunii.

Analiza fotoelastică quasi- tri-dimensională

Această metodă a apărut din dorința de a minimaliza dezavantajele tehnicilor de fotoelasticitate prezentate anterior. Este folosit un model cu fidelitate geometrică arbitrară, putându-i-se aplica un complex multiplu de forțe pentru o varietate largă a protezelor amovibile plasate pe model. Pentru observarea și înregistrarea tensiunilor nu este necesară distrugerea modelului. Multe investigații raportează că tehnica fotoelastică prezice (anticipează) răspunsul biologic.

5.2. Noțiuni introductive privind fotoelasticitatea

Prin cercetările lui Mesnager făcute la începutul secolului XX pentru studiul unui pod pe un model de sticlă examinat în lumină polarizată, s-a introdus pentru prima dată în tehnică

aplicarea unei importante metode experimentale de studiu a elasticității și rezistenței corpurilor, bazată pe fenomenul optic al birefringenței accidentale. Deși acest fenomen a fost descoperit și cercetat încă de la începutul secolului XIX de către Seebeck (1813) și Brewster (1815), fiind studiat amănunțit, stabilindu-i-se legile de bază de către Neumann (1841), Maxwell (1853) și Wertheim (1854), totuși el nu și-a găsit o aplicație tehnică importantă decât în ultimele decenii. Fotoelasticitatea a cunoscut o amplă dezvoltare, în special în ultimele trei decenii ale sec. XX, atât din punct de vedere teoretic, cât și experimental, prin lucrările a numeroși cercetători, printre care : Kirpicev, Zațev, Coker, Filon, Frocht, Mesmer, Fopl, Baes, Kuske, Pirard și alții. Cu ajutorul acestei metode de laborator, care a devenit o disciplină distinctă a elasticității experimentale, prin cercetarea unor modele plane confecționate din anumite materiale transparente, examinate în lumină polarizată, se pot studia în cele mai exacte și mai amănunțite condiții, stările de tensiune în problemele elasticității bi- și tridimensionale. Ea permite să se determine starea reală de tensiuni din interiorul corpurilor, fără nici un fel de ipoteze simplificatoare de calcul, și se poate aplica pentru studiul unor probleme teoretice și practice din cele mai complexe, a căror rezolvare nu este posibil adeseori de realizat nici prin teoria matematică a elasticității, deci cu atât mai puțin prin calculele simplificate ale rezistenței materialelor.

Aceasta nouă disciplină de analiză experimentală a tensiunilor interesează aproape în aceeași măsură pe teoreticieni: fizicienii, matematicienii, inginerii, iar în ultima perioadă și medicii în diferitele ramuri ale medicinei, cum ar fi chirurgia ortopedică, protetica dentară.

Analiza fotoelastică reprezintă cea mai adecvată metodă de analiză a tensiunilor și deformațiilor apărute în diferite materiale, inițial în statică și apoi sub acțiunea forțelor de solicitare. Sistemul de analiză este alcătuit dintr-un polariscop de reflexie, o sursă luminoasă, un calculator și o cameră de filmat digitală.

Inițial, tehnica presupune utilizarea unui material plastic fotosensibil ce acoperă întreaga suprafață a obiectului de studiat. Ulterior, acesta este supus solicitărilor și iluminat de lumina polarizată emisă de polariscopul de reflexivă. Obiectul de analizat supus forțelor de solicitare este privit prin polariscop, iar învelișul din material fotosensibil va descrie prin intermediul franjelor luminoase zonele de tensiuni și deformații. Cu ajutorul unui compensator atașat polariscopului, analiza cantitativă a tensiunilor acumulate în material poate fi ușor depistată. Distribuția tensiunii prin intermediul franjelor luminoase poate fi înregistrată prin intermediul camerei video.

Analiza fotoelastică a fost și este folosită cu succes în domeniile ce reclamă analiza tensiunii, ca de exemplu: industria aeronautică, industria constructoare de mașini, în construcții etc. În medicină, analiza fotoelastică a fost utilizată în depistarea tensiunilor și deformațiilor la nivelul femurului, iar în stomatologie s-a dorit depistarea ariilor de maximă solicitare la nivelul lucrărilor protetice fixe și mobile.

5.3. Noțiuni teoretice privind polarizarea

Lumina, sau radiația luminoasă reprezintă vibrații electromagnetice similare undelor radio. O sursă incandescentă emite energie radiantă care se propagă în toate direcțiile și

conține întreg spectru de vibrații pentru diferite frecvențe sau lungimi de undă. O porțiune din acest spectru, lungimile de undă cu valori cuprinse între 400 și 800 nm este utilizat în limitele percepției umane. Vibrația asociată cu lumina este perpendiculară cu direcția de propagare, *figura 5.1*. Sursa luminoasă emite un tren de unde ce conține vibrații în toate planurile perpendiculare. Totuși, prin introducerea filtrului de polarizare (P) numai o componentă a acestei vibrații va fi transmisă (axa paralelă cu axa de referință a filtrului). Aceasta este lumina polarizată, sau plan polarizat deoarece vibrația este conținută într-un singur plan. Dacă un alt filtru de polarizare A este plasat în direcția sa, extincția completă a fascicolului poate fi obținută când axele celor 2 filtre sunt perpendiculare una pe cealaltă. Lumina propagată în vacuum sau în aer are viteza $C = 3 \times 10^8$ m/s. În corpurile transparente viteza V este inferioară, raportul C/V numindu-se indice de refracție.

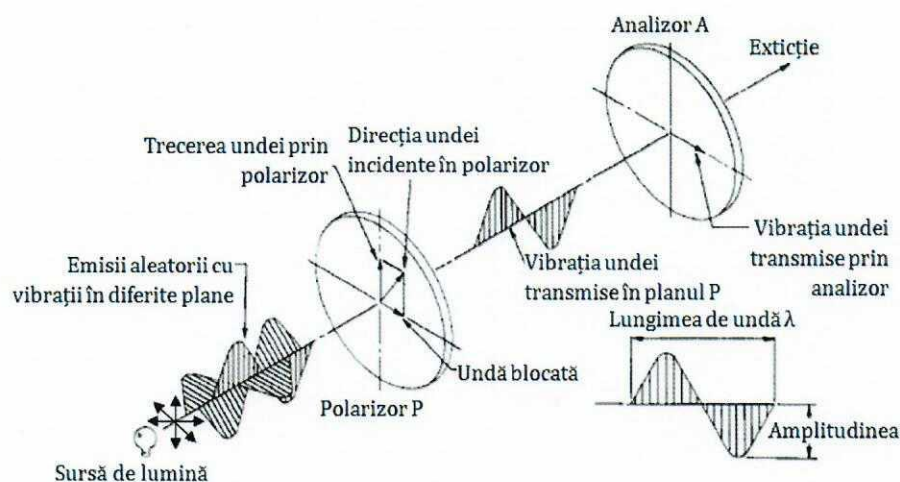


Fig. 5.1. Polarizarea luminii

În corpurile omogene acest indice este constant oricare ar fi direcția de propagare a planului sau a vibrației. În cristale acest indice depinde de orientarea vibrației cu respectarea axei de incidență. Alte materiale, cum ar fi plasticul se comportă ca un material izotrop nesolicitat dar devine optic anizotrop sub acțiunea tensiunilor. Modificarea indicelui de refracție este în funcție de tensiunea principală. Când fascicolul polarizat este propagat prin materialul plastic transparent de grosime t , (X și Y sunt direcțiile tensiunii principale în punctul luat în considerare), vectorul luminos se divide în 2 fascicule polarizate propagate în planele X și Y . Dacă deformația specifică de-a lungul planurilor X și Y este ϵ_x și ϵ_y și viteza vibrației luminoase în aceste direcții este V_x și V_y , respectiv timpul necesar traversării fiecărui plan va fi t , întârzierea dintre cele 2 fascicule va fi:

$$\delta = C(t/V_x - t/V_y) = t(n_x - n_y)$$

unde, n reprezintă indicele de refracție.

Legea lui Brewster stabilește că modificarea relativă a indicelui de refracție este proporțional cu diferența deformațiilor specifice principale, sau

$$(n_x - n_y) = K(\epsilon_x - \epsilon_y)$$

Constanta K este denumită coeficientul optic al deformației și caracterizează proprietatea fizică a materialului. Aceasta este o constantă adimensională utilizată în calibrarea polarizorului. Combinând cele 2 formule, se obține:

$$\delta = tK(\varepsilon_x - \varepsilon_y), \text{ în transmisie}$$

$$\delta = 2tK(\varepsilon_x - \varepsilon_y), \text{ în reflexie (lumina trece prin materialul plastic de 2 ori).}$$

Relația fundamentală utilizată în tehnica măsurării deformației utilizând PhotoStress (materialul plastic ce acoperă obiectul de studiat) este:

$$(\varepsilon_x - \varepsilon_y) = \delta / 2tK$$

Datorită întârzierii relative δ , cele 2 unde traversează diferit materialul plastic. Analizorul A va transmite numai o componentă a fiecărei unde (cea paralelă cu A), figura 5.2. Aceste unde vor interfera și rezultanta intensității luminoase va fi direct proporțională cu:

- întârzierea δ ;
- unghiul dintre analizor și direcția deformației principale ($\beta - \alpha$)

În cazul polariscopului plan, intensitatea luminii emergente este:

$$I = b^2 \sin^2 2(\beta - \alpha) \sin^2 \pi \delta / \lambda$$

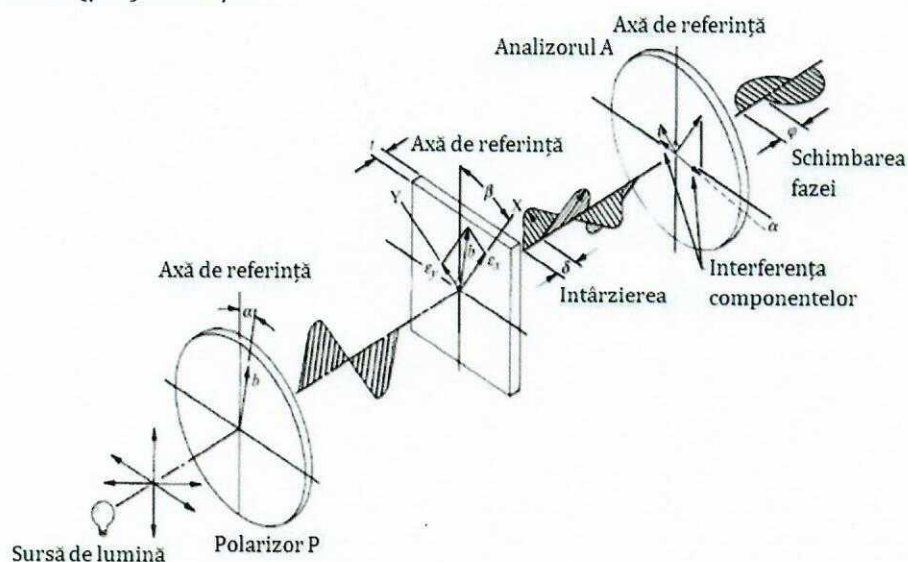


Fig. 5.2. Polariscopul plan

Intensitatea luminoasă devine zero când $\beta - \alpha = 0$, sau când traversarea polarizorului sau a analizorului este paralelă cu direcția tensiunii principale. Intensitatea luminii emergente devine:

$$I = b^2 \sin^2 \pi \delta / \lambda$$

În cazul polariscopului circular, figura 5.3, intensitatea luminoasă devine zero când $\delta = 0, \delta = 1, \lambda = 2 \lambda$, sau, în general, $\delta = N \lambda$, unde, $N = 1, 2, 3, \dots$. Acest număr N se numește ordin de franjă și exprimă mărimea întârzierii δ . Lungimea de undă selectată este: $\lambda = 22.7 \times 10^{-6}$ in sau 575 nm. Întârzierea, sau semnalul fotoelastic, este descris de parametrul N .

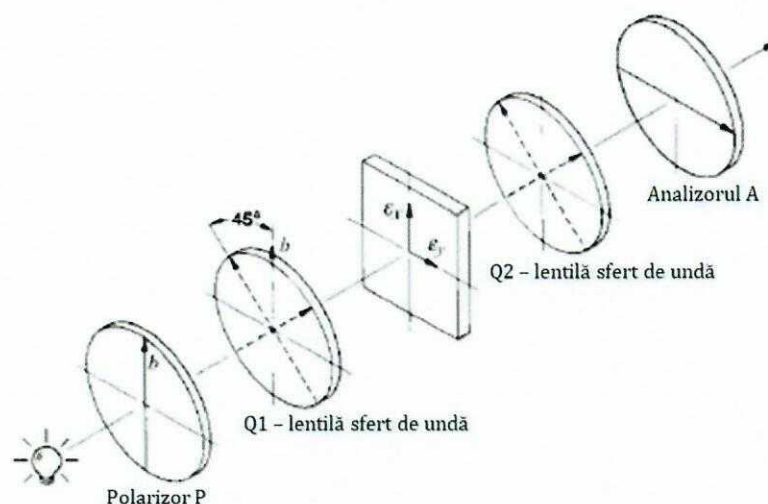


Fig. 5.3. Polariscopul circular

5.4. Aparatura și materiale utilizate

5.4.1. Polariscopul de reflexie

În scopul analizei distribuției tensiunilor prin intermediul luminii polarizate se utilizează un polariscop de reflexie, *figurile 5.4 și 5.5*, cu rol de a observa și măsura deformațiile de suprafață ce apar în materialul fotoelastic ce acoperă obiectul de studiat supus acțiunii forțelor.

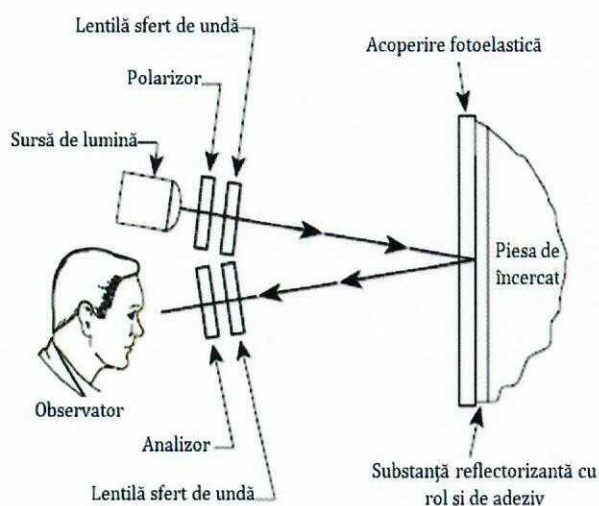


Fig. 5.4. Reprezentarea schematică a polariscopului **Fig. 5.5.** Polariscopul de reflexive LF/Z-2

5.4.2. Materialele de acoperire

Selecția materialelor de acoperire și aplicarea lor corectă sunt esențiale pentru analiza tensiunii prin fotoelasticimetrie. Sunt disponibile o multitudine de materiale în formă de foi

subțiri, sau în stare lichidă pentru aplicații pe materiale metalice, plastic, rășini, cauciuc și multe altele, *figura 5.6*. Materialul fotosensibil se realizează în condițiile impuse de producător, urmărind cu exactitate cantitățile de activator și bază, pentru a obține o rășină, care, în anumite condiții de temperatură și timp îi va permite acoperirea obiectului de studiat.



Fig. 5.6. Materiale fotoelastice

5.4.3. Analiza franjelor fotoelastice

Fotoelasticimetria permite obținerea următoarelor tipuri de analiză și măsurători:

- interpretarea domeniului complet a tiparelor franjelor luminoase, permițând evaluarea generală a mărimilor și variațiilor deformațiilor și tensiunilor;
- determinări cantitative:
 - o direcțiile principale ale tensiunilor și deformațiilor în toate punctele de interes de pe suprafața materialului fotoelastic ce acoperă obiectul de studiat;
 - o mărimea și semnul tensiunii tangențiale în repaus (fără a aplica forțe) și în toate regiunile unde starea de tensiuni este unidirecțională;
 - o în cazul stării de tensiuni biaxiale, mărimea și semnul diferitelor deformări și tensiuni în punctele selectate de pe suprafața materialului fotoelastic ce acoperă obiectul de studiat.

5.4.4. Interpretarea domeniului complet

În afară de capacitatea de a obține cu acuratețe măsurarea deformațiilor în punctele de testare, Fotoelasticimetria prezintă și avantajul recunoașterii imediate a mărimii deformației nominale, gradientii deformației și întreaga distribuție a deformației incluzând identificarea zonelor supra și sub-tensionate. Acest avantaj extrem de valoros al Fotoelasticimetriei descris ca și interpretarea domeniului complet, este unic între metodele de analiză a tensiunilor. Succesul aplicației depinde numai de recunoașterea ordinului de franje coloristic și înțelegerea relației dintre ordinul franjei și mărimea tensiunii.

Deoarece materialul fotoelastic este intim și uniform datat pe suprafața obiectului de studiat, tensiunile aplicate într-o anumită zonă se transmit cu mare fidelitate în materialul transparent. Deformațiile în materialul fotoelastic produc efecte optice care apar ca franje izocromate observate cu reflexia polariscopului.

Tiparul franjelor obținute prin polariscop conține multiple informații pentru modificarea formei obiectului supus acțiunii forțelor, în scopul realizării pieselor cu greutate minimă și funcționalitate adecvată.

5.4.5. Generarea franjelor

Prin intermediul polariscopului, franjele apar ca o serie succesivă și continuă de diferite benzi colorate (izocromate), fiecare bandă reprezentând diferite grade de birefrință corespunzătoare, ce stau la baza deformației în zona testată, *figura 5.7*. Astfel, culoarea fiecăreia identifică birefrința, sau ordinul de franjă (și nivelul deformației), oriunde de-a lungul benzii. Pe baza înțelegerii secvențelor constante de apariție a benzilor coloristice, tiparul de franje fotoelastice poate fi descris ca o vizualizare topografică a hărții distribuției tensiunii de-a lungul suprafeței materialului fotoelastic.

Inițial, fără a aplica forțe obiectului de studiat acoperit cu material fotoelastic, franjele coloristice vor apărea în punctele cu deformații mari. Sub acțiunea forței de acțiune cu amplitudine crescătoare vor apărea franje noi, indicând noi zone de deformații. Franjele pot fi notate în ordinea apariției (prima, a doua, a treia...) și vor menține ordinea în întregime în timpul secvenței de încărcare. Nu sunt numai franje ordonate, dar sunt și comandate (sunt continui nu se intersectează sau fuzionează cu altele, menținându-și întotdeauna pozițiile respective în secvența de ordine).

Tab. 5.1. Caracteristicile franjelor izocromate

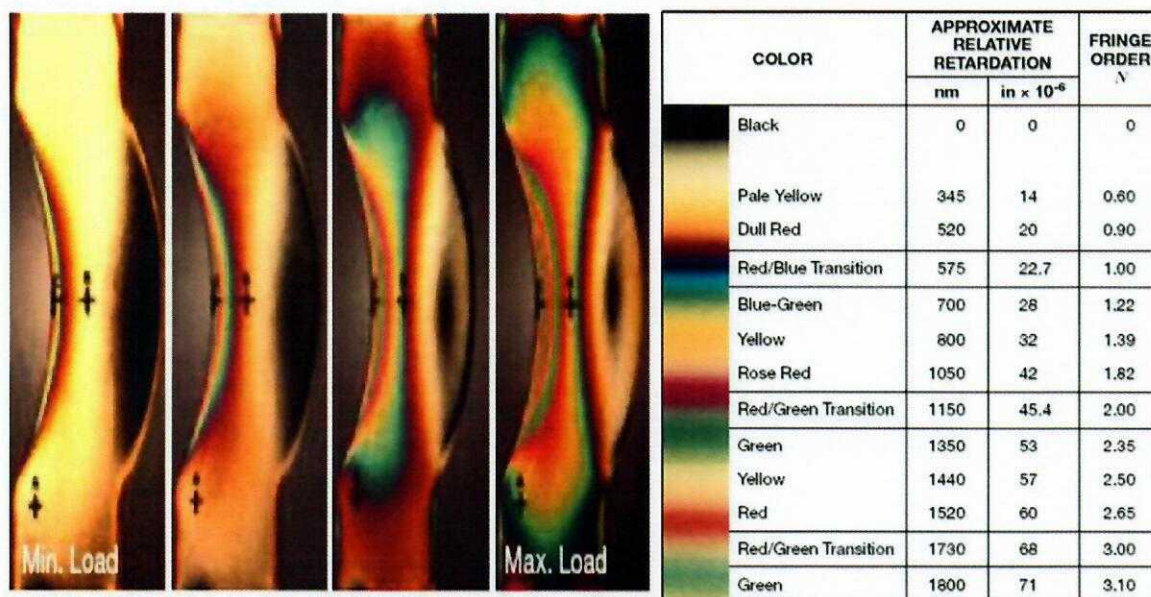


Fig. 5.7. Creșterea succesivă a intensității forței și urmărirea franjelor

5.4.6. Identificarea franjelor

Lumina albă, utilizată pentru interpretarea domeniului complet a tiparelor franjelor în testarea fotoelastică, este alcătuită din toate lungimile de undă ale spectrului vizual. Astfel, întârzierea care determină extincția unei lungimi de undă (color), în general nu le exclude pe

celelalte. Cu creșterea birefringenței, fiecare culoare din spectru dispare în acord cu lungimea sa de undă (începe cu violet, unda cu cea mai mică lungime), moment în care observatorul poate decela culoarea complementară. Secvența culorilor complementare este prezentată în *tabelul 5.1*, incluzând pentru fiecare culoare întârzierea relativă și ordinul numeric de franjă.

5.4.7. Măsurarea direcțiilor deformației principale

Direcțiile principale ale deformației sunt întotdeauna măsurate după un plan de referință, sau axă. Inițial se va selecta un plan de referință avantajos. De cele mai multe ori direcția de referință este imediat sugerată ca o axă de simetrie a structurii; în alte cazuri, o linie verticală sau orizontală este suficientă.

Când planul fascicolului de lumină polarizată traversează materialul fotoelastic supus parțial tensiunii, acesta este divizat în unde care se propagă cu viteze diferite de-a lungul direcției principale de deformație. După traversarea materialului fotoelastic, aceste 2 unde se vor uni, dar nu se vor recombină într-o singură vibrație paralelă cu cea inițială. Uneori, în punctele unde direcția tensiunii principale este paralelă cu axa filtrului de polarizare, fascicolul nu va fi afectat și vibrația emergentă va fi paralelă cu vibrația de intrare. Filtrul analizorului A, cu axa perpendiculară pe filtrul polarizorului P, va reproduce extincția vibrațiilor în aceste puncte (*figura 5.8*).

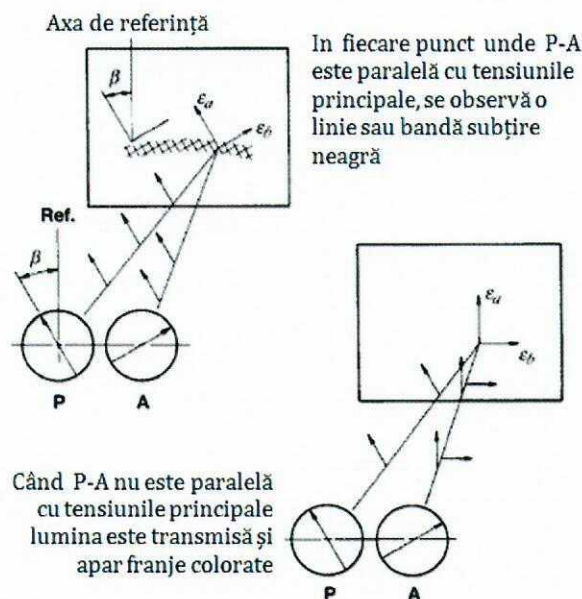


Fig. 5.8. Direcția tensiunii principale exprimată prin rotația axelor polarizorului/ analizorului producând extincții complete a luminii în punctele test

Se observă, în *figura 5.7*, apariția liniei negre în momentul penetrării reflexiei polariscopului. Aceste linii se numesc linii izoclinice. În fiecare punct de pe linia izoclinică, direcțiile deformațiilor principale sunt paralele cu direcția de polarizare A sau P. Cu respectarea axei de simetrie selectată, măsurarea direcțiilor în diferitele puncte este acompaniată de rotația atât a analizorului cât și a polarizorului până când linia izoclinică neagră apare în punctele unde direcțiile au fost măsurate. Dacă liniile izoclinice sunt subțiri, înguste, înseamnă că direcțiile ϵ_x

și ε_y variază rapid dintr-o locație în alta. Când liniile izoclinice formează benzi, alcătuite din benzi negre indicate de direcțiile ε_x și ε_y variază încet în această regiune. În scopul identificării direcțiilor principale ale tensiunii, lumina laser este atașată polariscopului de reflexie, proiectându-se pe materialul fotoelastic ce acoperă obiectul de studiat, *figura 5.9*. Linia izoclinică este poziționată peste punctele și direcțiile măsurate cu respectarea axei de referință. Utilizând modelul de polariscop LF/Z-2 se alege axa verticală iar direcțiile tensiunii principale sunt citite de pe discul calibrat.

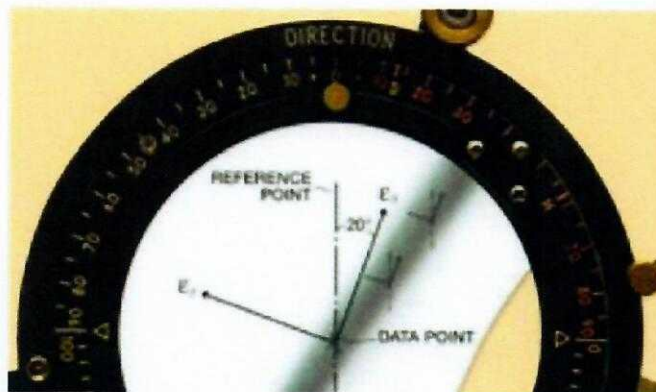


Fig. 5.9. Direcția tensiunii principale evidențiată prin rotația axelor polarizorului/ analizorului pentru a produce extincția completă a luminii în punctele test utilizând polariscopul plan.

5.4.8. Determinarea amplitudinii tensiunilor și deformațiilor

Ordinul de franjă observată la nivelul materialului fotoelastic este proporțional cu diferența dintre deformația principală în interiorul materialului (și la suprafață în porțiunea testată). Această relație liniară este exprimată astfel:

$$\varepsilon_x - \varepsilon_y = Nf \quad (5.1)$$

unde, $\varepsilon_x - \varepsilon_y$ = diferența între deformațiile principale;

N = ordinul de franjă;

f = valoarea franjei corespunzătoare materialului fotoelastic.

Ecuția nr. 5.1 poate fi scrisă și sub următoarea formă :

$$\gamma_{xy} = Nf \quad (5.2)$$

unde, γ_{xy} = lunecarea specifică maximă.

Semnificația acestor ecuații constă în faptul că, diferența în deformația principală, sau deformația specifică maximă în suprafață poate fi obținută prin simpla recunoaștere a ordinului de franjă.

Inginerii și proiectanții lucrează adeseori cu noțiunea de tensiuni (tensiune), mai frecvent decât deformații. Astfel ecuațiile (5.1) și (5.2) pot fi transformate introducând legea lui Hooke pentru starea de tensiuni biaxială în materialele izotropice, astfel:

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} (\epsilon_x - \nu \epsilon_y) \quad (5.3)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2} (\epsilon_y - \nu \epsilon_x) \quad (5.4)$$

$$\sigma_x - \sigma_y = \frac{E}{1+\nu} (\epsilon_x - \epsilon_y)^* \quad (5.5)$$

$$\sigma_x - \sigma_y = \frac{E}{1+\nu} Nf \quad (5.6)$$

unde: $\sigma_x - \sigma_y$ = tensiunile principale;

E = modulul de elasticitate al materialului de analizat;

ν = coeficientul Poisson al materialului de analizat.

Deformația specifică maximă τ_{MAX} , în planul suprafeței fiecărui punct este $(\sigma_x - \sigma_y)/2$,

$$\tau_{max} = \frac{E}{2(1+\nu)} Nf \quad (5.7)$$

5.4.9. Măsurarea în puncte

În general, punctul de interes de pe suprafață se găsește între franje, fiind astfel necesară depistarea "ordinului fracțional", sau fracția franjei. Tehnica utilizată se numește compensare și poate fi folosită în cazul Compensatorului PhotoTensiune Plus Model 832 "BALANS ZERO".

Compensarea "balans zero" operează introducând în modelul de lumină a polariscopului birefringente variabile calibrate, de semn opus cu cel indus în materialul fotoelastic supus solicitării, figura 5.10.

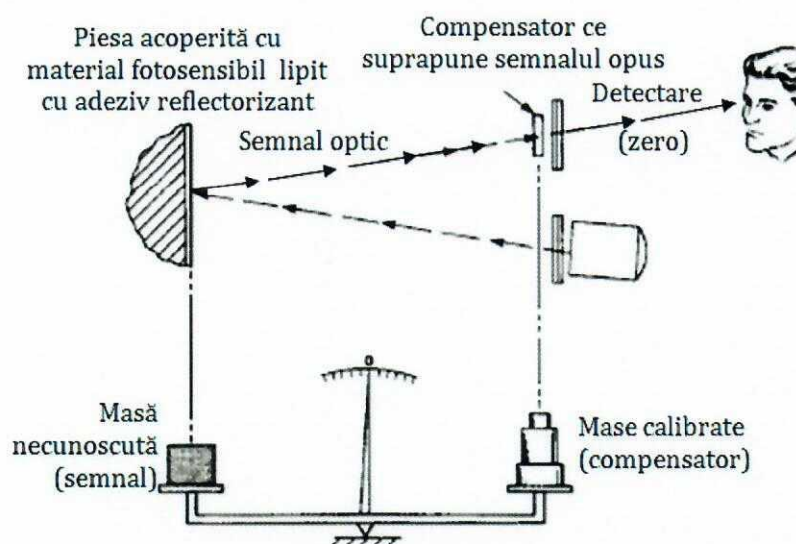


Fig. 5.10. Compensarea balans zero

Când birefringența variabilă calibrată de semn opus este ajustată cu precizie, marcând magnitudinea birefringenței tensiunii induse, birefringența în modelul de lumină va fi nulă. Acest aspect este relevant de franja de culoare neagră (figura 5.11).

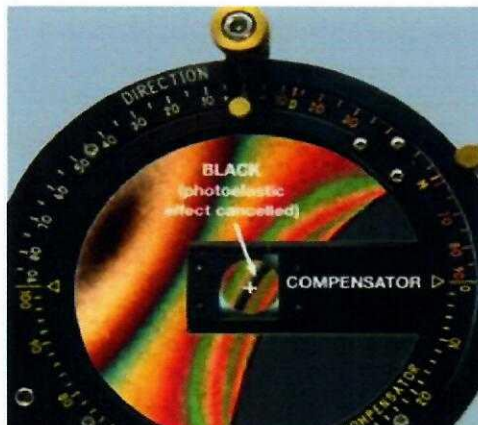


Fig. 5.11. Franja colorată inițial este redată în negru prin compensarea zero a variației compensatorului

Birefringența indusă de tensiuni (sau semnal optic) este reprezentată de panoul din partea stângă a compensatorului care se rotește invers acelor de ceasornic, din centru spre stânga. La modelul Compensatorului electronic 832 și PSCalc computerizat (figura 5.12) măsurarea și calcularea valorilor tensiunilor și deformațiilor se realizează mult mai rapid.

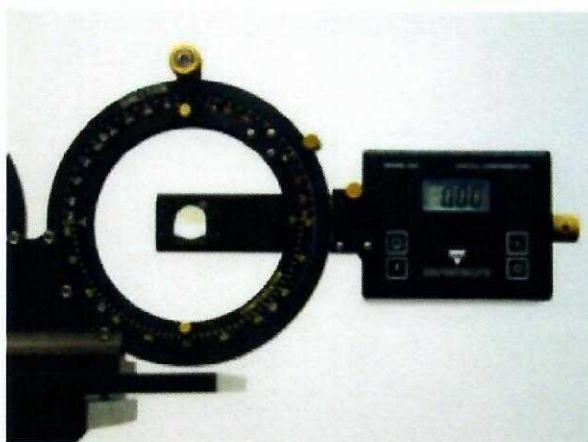


Fig. 5.12. Compensator Modelul 832

Din punctul de măsurare, inițial fără încărcare, citirea (R_0) este indicată de compensator. Cea de a doua citire (R_{LOAD}) se efectuează după aplicarea forței. După citirea cu balans zero (franja de culoare neagră) informațiile numerice sunt transferate electronic computerului prin intermediul programului configurat al modelului PhotoTensiune 832 PSCalc. Computerul va afișa calculul tensiunilor și deformațiilor în punctele stabilite.

Înainte de înregistrare sunt introduse în calculator date referitoare la materialul fotoelastic, constantele fizice ale materialului testat și secvența aplicării forței de solicitare, a se vedea capitolul următor.

5.5. Stabilirea direcțiilor principale ale deformațiilor specifice/tensiunilor normale

Procedura pentru determinarea direcțiilor principale este cea indicată de producător:

- Se încarcă structura cu până la 50% din sarcina nominală;
- Se variază poziția lamelei "sfert de undă" a compensatorului (se acționează C); se urmăresc/caută punctele în care apare franja neagră; se marchează punctele de interes din domeniu;
- Se îndepărtează compensatorul (SF) acționând butonul B, se rotește analizorul anterior, din poziția M în poziția D; se slăbește H, se rotește analizorul până apare franja neagră (extincția) în punctul marcat;
- Se fixează H; se citește în dreptul reperului fix, triunghiular, direcția principală I în raport cu orizontala; se readuce butonul B în poziția M;
- Se repune compensatorul în poziție; se aduce indicația la 000;
- Se acționează reglajul compensatorului până ce se obține franja neagră în punctul marcat. Dacă nu se reușește vizualizarea franjei negre, se rotește analizorul cu 90° și se repetă operația de reglare a compensatorului până se obține extincția (franja neagră);
- Se aprinde dispozitivul emițător de lumina (LASER) și se orientează raza sa roșie prin punctul de analizat; în vecinătatea punctului se trasează direcția acestei raze care corespunde cu direcția principală I (a deformației specifice principale ε_1) pe model;
- Se descarcă modelul, se reglează compensatorul electronic până se obține franja neagră în zona punctului marcat și se citește valoarea R_0 indicată pe ecranul compensatorului; se introduce valoarea R_0 în programul de calcul;
- Se aplică sarcina; se măsoară cu compensatorul ordinul de franjă, în fiecare punct, (la extincție) pentru starea de solicitare, care se introduce în programul de calcul, R_{load} ;
- Se descarcă structura; se secționează plasticul, cu un disc diamantat, pe direcția principală trasată anterior (ε_1 sau ε_2);
- Se încarcă din nou structura și se caută cu compensatorul valorile ordinului de franjă R_0 (fără sarcină), respectiv R_{load} (structura solicitată), în momentul apariției franjei negre la nivelul secțiunilor realizate în fiecare punct. Valorile R_0 și R_l sunt preluate de PSCalc și introduse în procesul de calcul.
- În final, softul (PSCalc) furnizează valorile deformațiilor specifice principale și a tensiunilor normale principale. Orientarea direcțiilor principale se determină în etapa de obținere a franjei negre prin rotirea filtrului analizor. Unghiul citit pe cadranul filtrului analizor corespunde orientării direcției principale în raport cu orizontala convențională.

5.6. Descrierea dispozitivului și caracterizarea materialului fotoelastic pentru determinarea stării de deformație (ε_1 - ε_2) în vecinătatea unor concentratori

5.6.1. Descrierea dispozitivului

Determinările experimentale se vor face pe un dispozitiv construit special în acest scop.

Astfel, în *figura 5.13* se prezintă bara de egală rezistență, acoperită cu material fotoelastic, care are practicați concentratori de diferite forme. Determinările experimentale ale deformațiilor și calculul tensiunilor se vor face atât în imediata vecinătate a acestor concentratori cât și la distanță față de aceștia. În aceste condiții se vor pune în evidență salturile de tensiune existente între zonele din vecinătatea concentratorilor relativ la zonele nesupuse concentrării de tensiuni.



Se utilizează polariscopul cu reflexie LF/Z-2 cu sursă obișnuită de lumină albă, *figura 5.5*, pentru a observa izoclinele și izocromatele care apar atunci când încărcăm proba compactă.

Se folosește compensatorul 832, *figura 5.12*, pentru a citi ordinul de franjă în puncte pre-selectate. Compensatorul se bazează pe principiul echivalenței nule. Camera video digitală este folosită pentru a înregistra franjele izocromate în timpul încărcării treptate a probei. La capătul liber al barei se vor aplica forțe de diferite valori, pentru fiecare treaptă de încărcare determinându-se deformațiile și tensiunile, așa cum se va descrie ulterior.

Fig. 5.13. Dispozitivul utilizat la încercări ce conține o bară de egală rezistență cu concentratori

5.6.2. Caracterizarea materialului fotoelastic

Placa din material fotoelastic PS-1B este de grosime 2,125 mm. Această placă a fost lipită pe suprafața probei crestate cu ajutorul a două componente adezive rezistente PC-1. Placa din material fotoelastic PS-1B este foarte sensibilă și prin urmare ne permite să o folosim pe suprafețe deformate elastic precum și pe suprafețe deformate în domeniul elasto-plastic. Adezivul are rol și de strat reflectorizant. Caracteristicile materialului utilizat pentru placa din material fotoelastic PS-1A sunt prezentate în *tabelul 5.2*.

Tab.5.2. Caracteristicile materialului fotoelastic

Placa PS-1B	
Coeficientul optic de deformare $K[-]$	0.150
Modulul de elasticitate $E [MPa]$	206.9
Coeficientul lui Poisson $\mu [-]$	0.42
Alungire $A [\%]$	5
Constanta f	890

Placa din material fotoelastic aplicată barei de egală rezistență, *figura 5.14*, transformă o parte a solicitării și, simultan, rigidizează proba. Ca rezultat, deformările probei sunt mai mici decât dacă nu ar fi fost aplicată placa.

5.7. Operațiuni premergătoare încercărilor realizate prin softul PSCalc 3.1

În continuare sunt descrise operațiunile necesare efectuării încercărilor. Pentru determinări s-a utilizat softul PSCalc 3.1, ce gestionează testele privitoare la încercările fotoelastice. Mai întâi, a fost necesară calibrarea compensatorului. Astfel, din cadrul softului PSCalc 3.1, din menu-ul "Option" s-a ales submenu-ul "Use Compensator" care s-a calibrat prin aducerea acestuia la zero și citirea prin soft, și aducerea la valoarea extremă de 4 și, din nou, citirea acestei valori de către soft, *figura 5.14*.

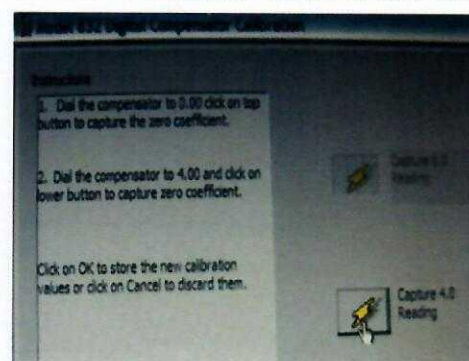
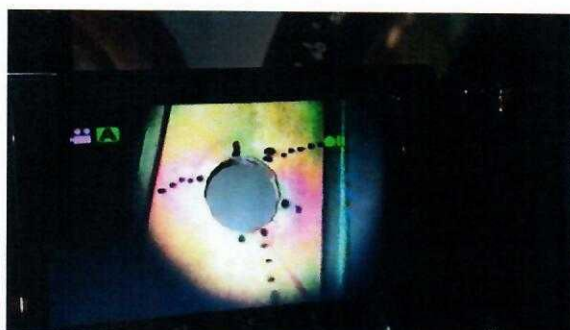


Fig. 5.14. Calibrarea Compensatorului

Așa cum se poate constata și din *figura 5.15*, este necesară, mai întâi, vizualizarea imaginii, centrarea acesteia și modificarea unghiului lentilei de polarizare până când raza laser devine (aproximativ) paralelă cu axa uneia din tensiunii principale. Dacă nu se obține imaginea în cadrul ecranului softului PSCalc, trebuie făcute ajustări la "Option" - "Devices" - "Video Devices". Se trece, apoi, prin toate opțiunile din a doua linie a softului PSCalc.



a) Vizualizare în cameră



b) Vizualizare pe PC

Fig. 5.15. Poziționarea aparaturii pentru vizualizarea corectă

Se trece apoi la menu-ul "Project" unde se stabilește numele testului – "test1". Aici se poate face un test nou sau se poate prelua unul mai vechi. Tot aici se stabilesc numărul de puncte în care se dorește a se efectua măsurarea precum și numărul de trepte de încărcare, *figura 5.16*. În acest caz s-au considerat șase puncte de măsurare (trei în vecinătatea concentratorilor de tensiune și trei mai depărtate de aceștia) cu trei trepte de încărcare a forței (0 N fiind implicit): 10 N, 20 N, 50 N.

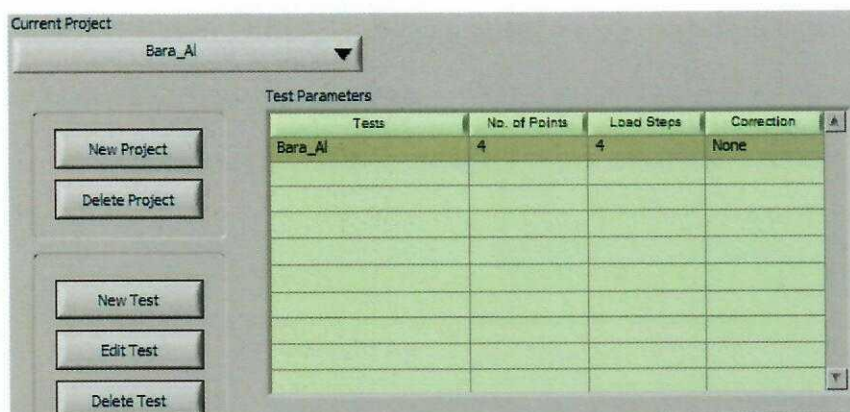


Fig. 5.16. Stabilirea denumirii proiectului, a numărului de puncte de măsurare și a numărului de trepte de încărcare

În continuare se trece la menu-ul "Plastic", *figura 5.17*, în care sunt precizate caracteristicile materialului fotoelastic: tipul, coeficientul optic, modulul de elasticitate longitudinală, coeficientul lui Poisson și constanta de calibrare. Aceste valori se regăsesc pe specificațiile materialului date de către firma furnizoare.

Plastic Characteristics				
Plastic Name	Optical Coefficient, K	Modulus, E (MPa)	Poisson's Ratio	Calibrated K
PL-1	0.1	2896.55	0.36	0.1
PL-2	0.02	206.9	0.42	0.02
PL-3	0.002	1.38	0.42	0.002
PL-6	0.0006	0.69	0.5	0.0006
PL-8	0.08	2896.55	0.36	0.08
PS-1	0.15	2482.76	0.38	NaN
PS-3	0.02	206.9	0.42	0.02
PS-4	0.009	3.45	0.5	0.009
PS-6	0.0006	0.69	0.5	0.0006
PS-8	0.09	3103.45	0.36	0.09

Fig. 5.17. Caracteristicile materialului fotoelastic

Menu-ul "Structure" necesită informații despre materialul de bază, *figura 5.18*. În acest caz a fost utilizat aluminiu, cu modulul de elasticitate longitudinală $E=73,1 \cdot 10^3$ MPa și coeficientul lui Poisson $\nu=0,32$.

Material	Modulus, E (MPa)	Poisson's Ratio
Steel (1018, 1008)	206.90E+3	0.285
Aluminum (2024-T4)	73.10E+3	0.32
Copper	122.76E+3	0.33
Titanium	104.14E+3	0.34
Brass	84.83E+3	0.456

Fig. 5.18.Caracteristicile materialului de încercat

În cadrul menu-ului “Points”, *figura 5.19*, se solicită, pentru fiecare punct în parte (aici avem un singur punct), următoarele caracteristici: grosimea materialului fotosensibil și grosimea materialului de încercat. Valoarea coeficientului de calibrare este afișată automat, dacă în menu-ul “Plastic” s-au dat caracteristicile cerute. Altfel, dacă se utilizează un material fotosensibil confecționat din componente, valoarea coeficientului de calibrare se stabilește pe baza calibrării acestui material printr-o procedură utilizând o grindă încastrată la un capăt cu posibilitatea de mișcare a capătului liber cu ajutorul unui micrometru. Această grindă va avea lipită pe ea materialulul fotoelastic confecționat. Se utilizează, pentru calibrarea plasticului, butonul “Calibrate Plastic” din *figura 5.18*. Tot aici, *figura 5.20*, se stabilesc și valorile forțelor la care se vor face încercările în trepte.

Test

Bara_Al

▼

Points

Point ID	Plastic	Plastic Thickness (mm)	Structure	Structure Thickness (mm)	Calibration Value, f(g~)
Point 1	PS-3	2,200	Aluminum (2024-T4)	5,500	6552
Point 2	PS-3	2,200	Aluminum (2024-T4)	5,500	6552
Point 3	PS-3	2,200	Aluminum (2024-T4)	5,500	6552
Point 4	PS-3	2,200	Aluminum (2024-T4)	5,500	6552

Load Steps

N
18,20
37,00
55,80
75,80

Load Units

N

Fig. 5.19. Grosimile stratului fotosensibil, a materialului de încercat precum și valorile forțelor

În continuare se trece în menu-ul "Test", *figura 5.20*, în care se poate vizualiza imaginea inițială, pentru proba neîncărcată, cu o zonă neagră în vecinătatea vârfului creștăturii iar valoarea arătată de compensator trebuie să fie zero. Se solicită proba, pentru fiecare palier de forță modificându-se valoarea citită de către compensator până când, în punctul de citire luat în considerare (vârful creștăturii), apare din nou zona neagră. În acest fel se obțin franjele izocline vizibile pentru diferite valori ale forței de solicitare.

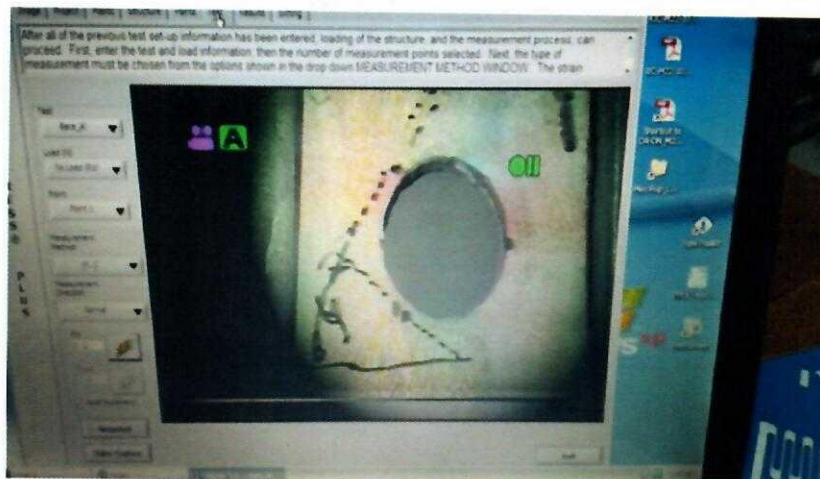


Fig. 5.20. Menu-ul „Test”, cu proba nesolicitată.

5.8. Izocromate obținute pe bara solicitată

Dacă modelul este examinat în lumina albă, la solicitarea probei apar benzi sau zone colorate cu aceeași culoare, motiv pentru care aceste benzi poartă numele de **izocromate**. Izocromatele corespund punctelor din probă în care diferența tensiunilor principale (sau a deformațiilor principale) $\sigma_1 - \sigma_2 = ct$. Prin urmare, **izocromatele mai pot fi definite ca locul geometric al punctelor în care diferența tensiunilor principale este constantă**. Deoarece tensiunea tangențială maximă dintr-un punct, în cazul stării plane de solicitare, este egală cu jumătate din diferența tensiunilor principale normale din acel punct, **izocromatele mai pot fi interpretate ca locul geometric al punctelor în care tensiunea tangențială maximă este constantă**. Într-un polariscop cu lumina polarizată circular se pot obține izocromatele atât în câmp întunecat cât și în câmp luminat. Izocromatele obținute în câmp întunecat corespund unui număr par al multiplului k (ordin de bandă), pe când cele obținute în câmp luminat corespund la jumătăți ale ordinului de bandă. Pentru determinarea stării de tensiune din probă este suficientă vizualizarea uneia dintre aceste familii de izocromate. De multe ori se folosesc ambele familii de izocromate pentru a spori precizia determinărilor fotoelastice. *Figura 5.21 prezintă liniile izocromate obținute în timpul încărcării treptate ale probei compacte examinate, cu forța de la 0 la 75,8 N.*

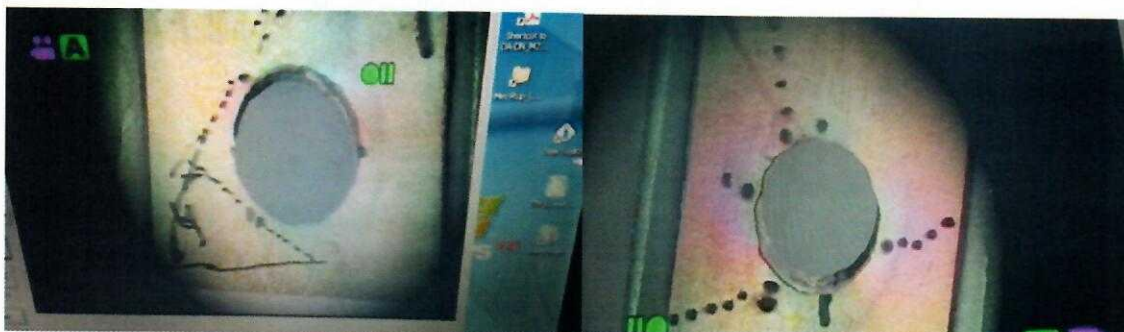





Fig. 5.21. Izocromatele obținute la diferite valori ale forței.

5.9. Determinarea tensiunilor și a deformațiilor în vecinătatea unor concentratori

Pentru fiecare valoare a solicitării, se apasă butonul  din menu-ul „Test” prin care programul preia în mod automat citirea de la compensator. Așa cum s-a menționat, pentru determinarea diferenței dintre tensiunile principale se utilizează relația:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{E}{1 + \nu} f N$$

unde E este modulul lui Young al materialului din care este confecționată proba;

- ν este coeficientul lui Poisson al probei;
- f este constanta plăcii din material fotoelastic.

În aceste condiții, în menu-ul „Results” se prezintă variația deformațiilor ($\epsilon_1 - \epsilon_2$) și a tensiunilor ($\sigma_1 - \sigma_2$) în raport cu valoarea forțelor de solicitare, *figura 5.22*.

Se constată faptul că valoarea maximă a diferenței tensiunilor principale pentru **primul concentrator circular** este: $(\sigma_1 - \sigma_2)_{\max} = 552$ MPa obținută pe proba din aluminiu la o forță de încărcare de 75,8N, *tabelul 5.3* Având în vedere faptul că punctul de determinare a fost considerat la marginea concentratorului, se poate presupune că $\sigma_2 = 0$. În consecință vom avea doar $\sigma_1 = 552$ MPa.

Se precizează faptul că, secțiunea din dreptul concentratorului de formă circulară este slăbită. În consecință, modulul de rezistență axial va fi:

$$W_z = \frac{I_z}{y_{\max}} = \frac{\frac{bh^3}{12} - \frac{dh^3}{12}}{\frac{h}{2}} = \frac{h^2}{6} (b - d)$$

în care b și h reprezintă lățimea respectiv grosimea probei iar d este diametrul găurii.

În consecință, luându-se în considerare solicitarea încovoiere, fără a se ține seama de efectul de concentrare, tensiunea ar fi:

$$W_z = \frac{I_z}{y_{\max}} = \frac{\frac{bh^3}{12} - \frac{dh^3}{12}}{\frac{h}{2}} = \frac{h^2}{6} (b - d)$$

în care F este forța de solicitare ($F=75,8 \text{ N}$), $l=260 \text{ mm}$ este distanța de la punctul de aplicație al forței până la concentrator, b este lățimea probei în dreptul concentratorului, h este grosimea barei iar d este dimensiunea concentratorului.

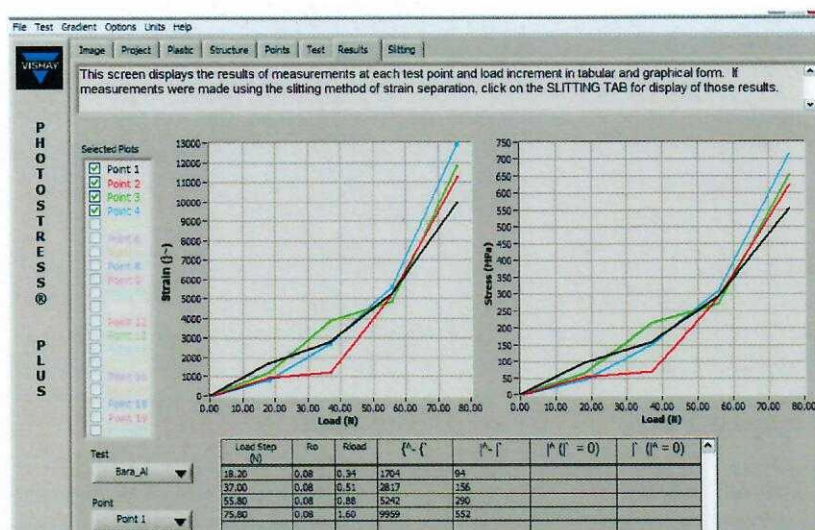


Fig. 5.22. Variația deformațiilor (ϵ_1 - ϵ_2) și a tensiunilor (σ_1 - σ_2) în raport cu valoarea forțelor de solicitare, pentru toate cele patru puncte considerate

Tab. 5.3. Valorile forțelor de încărcare, ale deformațiilor și tensiunilor pentru toate cele patru puncte

Test

Bara_Al

Point

Point 2

Load Step (N)	Ro	Rload	{ ϵ - ϵ }	{ ϵ - ϵ }	{ ϵ (ϵ ' = 0)}	{ ϵ (ϵ ' = 0)}
18.20	0.05	0.20	983	54		
37.00	0.05	0.24	1245	69		
55.80	0.05	0.85	5242	290		
75.80	0.05	1.77	11269	624		

Test

Bara_Al

Point

Point 3

Load Step (N)	Ro	Rload	{ ϵ - ϵ }	{ ϵ - ϵ }	{ ϵ (ϵ ' = 0)}	{ ϵ (ϵ ' = 0)}
18.20	0.08	0.26	1179	65		
37.00	0.08	0.67	3866	214		
55.80	0.08	0.82	4848	269		
75.80	0.08	1.88	11794	653		

Test

Bara_Al

Point

Point 4

Load Step (N)	Ro	Rload	{ ϵ - ϵ }	{ ϵ - ϵ }	{ ϵ (ϵ ' = 0)}	{ ϵ (ϵ ' = 0)}
18.20	0.12	0.24	786	44		
37.00	0.12	0.53	2686	149		
55.80	0.12	0.97	5569	308		
75.80	0.12	2.09	12907	715		

Tensiunea rezultată în vecinătatea concentratorului de formă circulară este: $\sigma=552 \text{ MPa}$ determinată pe baza fotoelasticimetriei. Ca urmare, efectul de concentrare a tensiunilor este dat de coeficientul:

$$c = \frac{\sigma_{\text{foto}}}{\sigma_{\text{calc}}} = \frac{552}{189,16} = 2,91$$

Se constată că valoarea tensiunii este aproape triplă în raport cu cea calculată (552 MPa în raport cu 189,16 MPa). Acest lucru se întâmplă datorită existenței concentratorului de tensiune ce face ca valoarea tensiunii să fie mai mare.

Pentru **al doilea concentrator circular** valoarea maximă a diferenței tensiunilor principale este: $(\sigma_1 - \sigma_2)_{\max} = 624$ MPa obținută pe proba din aluminiu la o forță de încărcare de 75,8N. Având în vedere că și aici determinările s-au făcut la marginea concentratorului se poate considera $\sigma_2 = 0$ și, în consecință vom avea: $\sigma_1 = 624$ MPa.

Luându-se în considerare solicitarea încovoiere, fără a se ține seama de efectul de concentrare, tensiunea ar fi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_i}{W_z} = \frac{F \cdot l}{\frac{(b-d) \cdot h^3}{6}} = \frac{75,8 \cdot 200 \cdot 6}{(33-14) \cdot 5^3} = 191,49 \text{ MPa}$$

Tensiunea rezultată în vecinătatea concentratorului de formă circulară este: $\sigma = 624$ MPa determinată pe baza fotoelasticimetriei. Ca urmare, efectul de concentrare a tensiunilor este dat de coeficientul:

$$c = \frac{\sigma_{\text{foto}}}{\sigma_{\text{calc}}} = \frac{624}{191,49} = 3,25$$

Așadar valoarea tensiunii este mai mult decât triplă în raport cu cea calculată (624 MPa în raport cu 191,49 MPa). Acest lucru se întâmplă datorită existenței concentratorului de tensiune ce face ca valoarea tensiunii să fie mai mare.

Pentru concentratorul de **formă triunghiulară** valoarea maximă a diferenței tensiunilor principale este: $(\sigma_1 - \sigma_2)_{\max} = 653$ MPa obținută pe proba din aluminiu la o forță de încărcare de 75,8N. Având în vedere că și aici determinările s-au făcut la marginea concentratorului se poate considera $\sigma_2 = 0$ și, în consecință vom avea: $\sigma_1 = 653$ MPa.

Luându-se în considerare solicitarea încovoiere, fără a se ține seama de efectul de concentrare, tensiunea ar fi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_i}{W_z} = \frac{F \cdot l}{\frac{(b-d) \cdot h^3}{6}} = \frac{75,8 \cdot 150 \cdot 6}{(25-11) \cdot 5^3} = 194,91 \text{ MPa}$$

Tensiunea rezultată în vecinătatea concentratorului de formă circulară este: $\sigma = 653$ MPa determinată pe baza fotoelasticimetriei. Ca urmare, efectul de concentrare a tensiunilor este dat de coeficientul:

$$c = \frac{\sigma_{\text{foto}}}{\sigma_{\text{calc}}} = \frac{653}{194,91} = 3,35$$

Așadar valoarea tensiunii este mai mult decât triplă în raport cu cea calculată (653 MPa în raport cu 194,91 MPa). Acest lucru se întâmplă datorită existenței concentratorului de tensiune ce face ca valoarea tensiunii să fie mai mare.

Pentru concentratorul de **formă alungită** valoarea maximă a diferenței tensiunilor principale este: $(\sigma_1 - \sigma_2)_{\text{Max}} = 715$ MPa obținută pe proba din aluminiu la o forță de încărcare de 75,8N. Având în vedere că și aici determinările s-au făcut la marginea concentratorului se poate considera $\sigma_2 = 0$ și, în consecință vom avea: $\sigma_1 = 715$ MPa.

Luându-se în considerare solicitarea încovoiere, fără a se ține seama de efectul de concentrare, tensiunea ar fi:

$$\sigma_{\text{Max}} = \frac{M_i}{W_z} = \frac{F \cdot l}{\frac{(b-d) \cdot h^3}{6}} = \frac{75.8 \cdot 97 \cdot 6}{(17-4) \cdot 5^3} = 135,74 \text{ MPa}$$

Tensiunea rezultată în vecinătatea concentratorului de formă circulară este: $\sigma = 715$ MPa determinată pe baza fotoelasticimetriei. Ca urmare, efectul de concentrare a tensiunilor este dat de coeficientul:

$$c = \frac{\sigma_{\text{foto}}}{\sigma_{\text{calc}}} = \frac{715}{135,74} = 5,26$$

Așadar valoarea concentratorului de tensiune este mai mare de 5. Acest lucru se întâmplă datorită existenței concentratorului de tensiune ce face ca valoarea tensiunii să fie mai mare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] V. Goanță, "Mecanica Ruperii", Ed. Tehnopress, Iași, ISBN 973-702-299-8, 2006.
- [2] P. Frankovský, K. MaslÁková, Principle and applications of PhotoStress method. In: Mechanics. Scientific researches and methodical development, roč. 6, s. 162-168, 2012.
- [3] G.R. Irwin, Discussion of "The Dynamic Stress Distribution Surrounding a Running Crack - A Photoelastic Analysis", Proceedings of the Society for Experimental Stress Analysis, Vol. 16, No. 1, pp. 93-96, 1958.
- [4] A.S. Kobayashi, Handbook on Experimental Mechanics. Seattle: Society for Experimental Mechanics, 1020 s, 1993.
- [5] A.D. Nurse, E.A. Patterson, A Photoelastic Technique to Predict the Direction of Edge Crack extension using Blunt Cracks, International Journal of Mechanical Science, 32, 253-264, 1990.
- [6] ***, Tech Note-702 Introduction to Stress Analysis by the PhotoStress Method, Raleigh, Measurements Group, 1996.
- [7] P.R. Lewis, Environmental stress cracking of polycarbonate catheter connectors. Engineering Failure Analysis, 16:1816e24, 2009.
- [8] H.A. Hristov, A.F. Yee, D.W. Gidley, Fatigue craze initiation in polycarbonate: study by transmission electron microscopy. Polymer, 35(17):3604e11, 1994.
- [9] B. Wang, H. Lu, G. Tan, W. Chen, Strength of damaged polycarbonate after fatigue. Theoretical and Applied Fracture Mechanics, 39(2):163e9, 2003.
- [10] N. Haddaoui, A. Chudnovsky, A. Moet, Ductile fatigue crack propagation in polycarbonate. Polymer, 27:1377e84, 1986.

- [11] L. Pruitt, D. Rondinone, The effect of specimen thickness and stress ratio on the fatigue behavior of polycarbonate. *Polymer Engineering and Science*, 36(9):1300e5, 1996.
- [12] C.J. Christopher, M.N. James, E.A. Patterson, K.F. Tee, Towards a new model of crack tip stress fields. *International Journal of Fracture*, 148:361e71, 2007.
- [13] M.N. Pacey, E.A. Patterson, M.N. James, A new photoelastic model for studying fatigue crack closure. *Experimental Mechanics*, 45(1):42e52, 2005.
- [14] M.N. James, C.J. Christopher, Y. Lu, E.A. Patterson, The plastic 'inclusion' as a mesoscale bridge between local crack tip mechanisms and the global elastic field. submitted to *International Journal of Fatigue*, 2011.
- [15] H.R. Tada, P.C. Paris, G.R. Irwin, *The stress analysis of cracks handbook*. New York:ASM International, p. 62, 2000.
- [16] J.E. Srawley, B. Gross, Stress intensity factors for bend and compact specimens. *Engineering Fracture Mechanics*, 4:587e9, 1972.
- [17] L. Pruitt, S. Suresh, Cyclic stress fields ahead of tension fatigue cracks in amorphous polymers. *Polymer*, 35(15):3221e9, 1994.
- [18] Q.Z. Fang, T.J. Wang, H.M. Li, Overload-induced retardation of fatigue crack growth in polycarbonate. *International Journal of Fatigue*, 30:1419e29, 2008.

ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE ÎN INGINERIA MECANICĂ

- LABORATOR 6 -

PROCEDEU DE EVALUARE A GRADULUI DE DEFORMARE PLASTICĂ PENTRU COMPONENTELE AFLATE ÎN EXPLOATARE UTILIZÂND ÎNCERCAREA DE DURITATE

6.1. *Corelație între duritate și caracteristicile mecanice*

6.2. *Rezultatele anterioare privind utilizarea durității ca măsură a gradului de deformare plastică*

6.3. *Materiale utilizate și metoda de lucru*

6.4. *Rezultate și comentarii*

6.5. *Descrierea procedurii și a pașilor necesari expertizării deformației plastice*

6.6. *Concluzii*

6.1. Corelație între duritate și caracteristicile mecanice

Lucrarea de față prezintă un procedeu experimental și analitic privind stabilirea unei corelații între valoarea durității și gradul de deformare plastică. Această corelație se stabilește pe baza încercărilor efectuate în laborator asupra unor epruvete solicate la tracțiune până la diverse sarcini de solitare, peste limita de curgere. Pe suprafața acestor epruvete se efectuează și încercări de duritate după solitarea în domeniul elasto-plastic.

Pe componentele care lucrează în exploatare, și la care este posibilă apariția deformațiilor plastice, se determină duritatea în zonele cele mai solicate și, pe baza corelației amintite mai sus, se determină nivelul deformației plastice în acele zone ce reprezintă un indiciu asupra duratei de viață rămasă pentru exploatarea respectivelor componente. Dacă valoarea durității în zona cea mai solitată indică o deformare plastică semnificativă, se poate lua decizia înlocuirii componentei sau a micșorării sarcinii capabile. Se constată faptul că distrugerile provocate pieselor în exploatare de către o încercare de microduritate sunt minime și nu conduc la punerea în pericol a integrității respectivelor piese.

Pentru exemplificarea aplicării procedurii descris în cadrul acestei lucrări, au fost efectuate încercări la tracțiune și de duritate pe OL45. Rezultatele arată că valoarea durității crește după o anumită lege odată cu creșterea gradului de deformare plastică a epruvetei sau componentei aflată în exploatare.

Funcționarea un timp îndelungat, în anumite condiții de solitare și mediu, poate afecta mai mult sau mai puțin caracteristicile de rezistență și tenacitate la rupere ale materialelor din care sunt confecționate diferitele componente. Pentru piesele, componentele, structurile ce lucrează în anumite condiții de exploatare, de cele mai multe ori se dorește aflarea răspunsului cu privire la durata de viață rămasă, pentru aceleași condiții de solitare

și acțiune a factorilor exteriori. Un astfel de răspuns reprezintă o mare responsabilitate pentru echipa de tehnicieni care este chemată să facă o astfel de expertizare. Astfel, decizia ca echipamentul aflat în exploatare să fie înlocuit, poate conduce la costuri substanțiale. Decizia ca echipamentul să mai funcționeze, având o rezervă de rezistență suficientă pentru un anumit timp, prezintă riscul ca acel echipament să cedeze mai devreme decât se prevedea. Decizia ca echipamentul să fie schimbat implică costuri suplimentare destul de mari, atât legate de costul echipamentului în sine, de costul operațiunilor de schimbare cât și de costul ce îl presupune oprirea instalațiilor aferente. În toate cazurile, decizia finală trebuie să fie temeinic bazată pe o serie de încercări, investigații și determinări experimentale. Din păcate, pentru echipamentele aflate în exploatare sunt puține determinările care să se facă "in situ". Câteva dintre acestea sunt: determinarea tensiunilor remanente, metode defectoscopice, difracția cu raze X, metode bazate pe fotoelasticimetrie, etc.

O metodă pentru caracterizarea rezervei de rezistență a unui echipament se propune în prezenta lucrare, pe baza unor încercări simple de duritate, pe componentele aflate în funcționare. Această caracterizare se poate face prin stabilirea unei corelații între gradul de deformare plastică, suferit ca urmare a supunerii piesei la diferite condiții de exploatare și mediu, și mărimea durității Vickers determinată pe respectivele piese. Pe baza acestor încercări se poate evalua durata de viață rămasă pentru piese, componente, structuri. Avantajele unei astfel de încercări sunt: simplitate, preț de cost scăzut și faptul că piesele supuse la încercarea de microduritate Vickers nu suferă distrugeri care să le afecteze integritatea [1]. Este evident faptul că, determinările microdurității "in situ" trebuie să fie precedate de încercări efectuate în laborator pentru fiecare material în parte, din care să reiasă corelația dintre deformarea plastică suferită ca urmare a solicitării peste limita de elasticitate și mărimea microdurității. Această metodă se bazează pe faptul că, după depășirea limitei de elasticitate, materialul se întărește în zonele deformate plastic, schimbându-și, astfel, și duritatea. Este indicat ca probele martor pentru stabilirea corelației în laborator, dintre gradul de deformare plastică și valoarea durității, să se preleveze din zonele structurii care a fost solicitată la nivele joase ce nu introduc deformări plastice. Dacă acest lucru nu este posibil, aceste probe trebuie confecționate dintr-un material având exact aceleași caracteristici ca și cel utilizat pentru fabricarea componentei aflate în exploatare.

6.2. Rezultatele anterioare privind utilizarea durității ca măsură a gradului de deformare plastică

De mai mult timp încercările de duritate au fost utilizate pentru caracterizarea materialelor, fiind simple, ne-distructive, ieftine și având capacitatea de evaluare a caracteristicilor mecanice în volume mici. Mărimi ca: rezistența la deformare plastică, rigiditatea, tensiunile reziduale din vecinătatea suprafeței și rezistența la fisurare a materialului, pot fi evaluate pe baza încercărilor de duritate [2]. Duritatea se definește ca fiind proprietatea unui material de a se opune pătrunderii în straturile sale superficiale a unui corp mai dur. Duritatea reprezintă o măsură a rezistenței unui material la deformare plastică, care poate fi legată și de limita de curgere. Proprietățile mecanice ale unui material, derivate, de

obicei din curba caracteristică tensiune-deformație, obținută prin tracțiune uniaxială, pot fi evaluate prin indentare [3]. Având în vedere că procedeul experimental pentru indentare este simplu și nedistructiv, și nici nu impune limite privind dimensiunea și geometria probei, utilizarea indentării pentru a măsura proprietățile de curgere plastică este din ce în ce mai interesantă pentru cercetare. Anumite abordări încearcă determinarea limitei de curgere, a rezistenței la rupere și a exponentului de întărire a metalelor, pe baza definirii unei relații între tensiunile și deformațiile din imediata vecinătate a indentării [4]. Aceste abordări merg pe ideea că stările de deformație induse în material ca urmare a încercării de duritate depind de adâncimea de penetrare. Tabor a găsit o corelație între duritatea și elasticitatea materialului [5], și a stabilit o relație între duritate și limita de curgere bazându-se pe mai multe încercări experimentale. Jayaraman și al. au propus o modalitate de a măsura proprietățile de deformare plastică pe baza unei ecuații constitutive determinate plecând de la două reprezentări tensiune-deformație obținute de două geometrii diferite ale indentorului: de tip Berkovich și de tip „cube-corner” [5]. Începând cu 1990, odată cu dezvoltarea resurselor de calcul, metoda elementului finit (FEM) a fost instrumentul folosit aproape exclusiv pentru a studia procesul de micro-și nanoindentare [6]. Au fost propuși algoritmi ce utilizează FEM bazându-se pe analiza inversă care arată că funcțiile adimensionale sunt stabilite anterior. Utilizând simulările FEM, curba forță-deplasare este determinată de curba tensiune-deformație iar curba tensiune-deformație este determinată prin introducerea în funcțiile adimensionale a parametrilor ce caracterizează geometria indentorului și a parametrilor curbei forță-deplasare obținută prin încercarea de indentare [7]. Aceste metode bazate pe simularea FEM sunt, totuși, puternic dependente atât de metoda FEM utilizată cât și de funcțiile adimensionale avute în vedere. Unul din parametrii cheie ce caracterizează proprietățile de curgere plastică este „exponentul de întărire”, n , pentru acele materiale ce ascultă de ecuația lui Hollomon, $\sigma = k \cdot \epsilon^n$, unde σ reprezintă tensiunea reală, ϵ reprezintă deformația reală iar K este coeficientul de rezistență, [8]. Kim ia în considerare posibilitatea stabilirii unei relații între the „exponentul de întărire”, n , și efectul dat de mărimea indentării reprezentat de lungimea caracteristică h^* [1]. Diferitele valori pentru „exponentul de întărire” s-au obținut pe baza încercărilor de tracțiune uniaxiale care au fost întrerupte la un moment dat, la valorile de 5%, 10% și 15% pentru Ni și 2% și 5% pentru SCM21. Pentru aceste materiale s-a observat faptul că, curbele reale tensiune-deformație se pliază destul de bine pe ecuația lui Hollomon. Pentru ambele materiale s-a constatat o creștere a valorii durității cu gradul de pretensionare.

Testele de duritate au fost, pentru mult timp, o metodă standard de caracterizare a materialelor, fiind ușoară, ieftină, non-distructivă și obiectivă, pentru evaluarea proprietăților de bază ale materialelor. La fel de bine ca și rezistența la deformare plastică, rigiditatea, tensiunile remanente cât și rezistența la rupere sunt proprietăți de baza ale materialelor ce pot fi determinate pe baza utilizării durității [3].

6.3. Materiale utilizate și metoda de lucru

Așa cum s-a constatat, poate fi făcută o legătură între deformarea plastică a unui material și duritatea acestuia determinată după deformarea plastică respectivă. Ca urmare,

dacă o probă dintr-un material metalic este solicitată la tracțiune, până în zona în care în material apare curgerea plastică, duritatea nu mai rămâne aceeași ca în cazul materialului care suferă doar deformări elastice.

În aceste condiții se încearcă să se stabilească dacă există o posibilitate de a cuantifica gradul de deformare plastică în raport cu valoarea durității probei solicitate dincolo de limita de curgere. Materialul utilizat în cadrul acestui studiu este oțelul laminat OL45 cu caracteristici de livrare conform standardului EN10025-2. Acest material nu a mai fost supus solicitării până în momentul determinărilor de față. Compoziția chimică a acestui oțel este: 0,18-0,21%C, 1,5-1,6%Mn, 0,03-0,04%P, 0,03-0,04%S, 0,012-0,014%Ni, 0,40-0,45%Cu.

Probele confecționate din material trebuie să fie plate, de forma celei prezentate în *figura 6.1*. Pe suprafața plană, după solicitare, urmează a se face indentări Vickers. În aceste condiții, suprafața trebuie bine lustruită anterior, deși, așa cum se va constata după deformarea plastică, proprietatea suprafeței de a reflecta lumina va scădea.

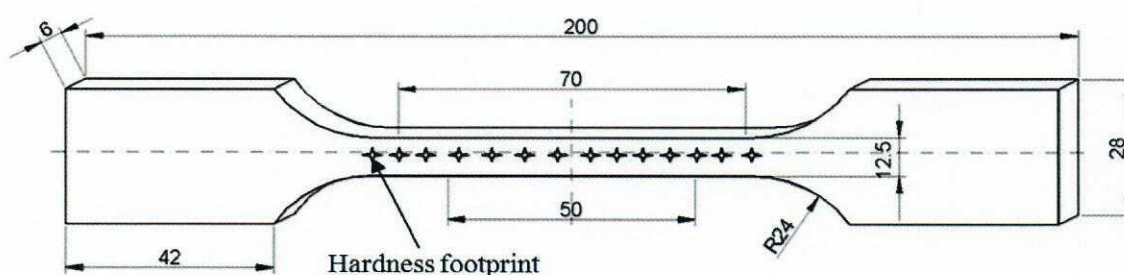


Fig. 6.1. Forma specifică a probelor utilizate

În *tabelul 6.1* se prezintă valorile numerice ale caracteristicilor mecanice pentru oțelul studiat.

Tab. 6.1. Alloy steels mechanical properties

Material	Rezistența la tracțiune (R_m)	Limita de curgere ($R_{p0.2}$)	Alungirea (A_5)	Gâtuirea (Z)	Modulul lui Young (E)	Coeficientul lui Poisson
	[MPa]	[MPa]	[%]	[%]	[GPa]	-
OL45	407-427	275-312	23-37	31-33	210	0.30

Pentru a stabili comportarea la tracțiune, se vor efectua încercări de tracțiune până la rupere pe o probă având configurația din *figura 6.1*. Încercările vor fi efectuate pe mașina universală de încercat INSTRON 8080 cu menținerea constantă a vitezei de deformare a probei, aceasta fiind de 0,02/min. Se impune aceasta viteză mică de solicitare pentru a putea determina configurația completă a curbei caracteristice, în special pe palierul de curgere. Dacă viteza de deformare ar fi prea mare, configurația zonei de curgere de pe curba caracteristică ar putea fi modificată în raport cu solicitarea la viteză mică de deformare. Acest lucru ar presupune că și datele achiziționate pentru tensiune și deformare pot fi afectate. Semnalul pentru calculul deformăției este preluat de la un extensometru cu deschiderea de 50 mm și cu posibilitate de deplasare mare, pentru preluarea datelor până la rupere. Curba caracteristică rezultată va avea configurația prezentată în *figura 6.2*.

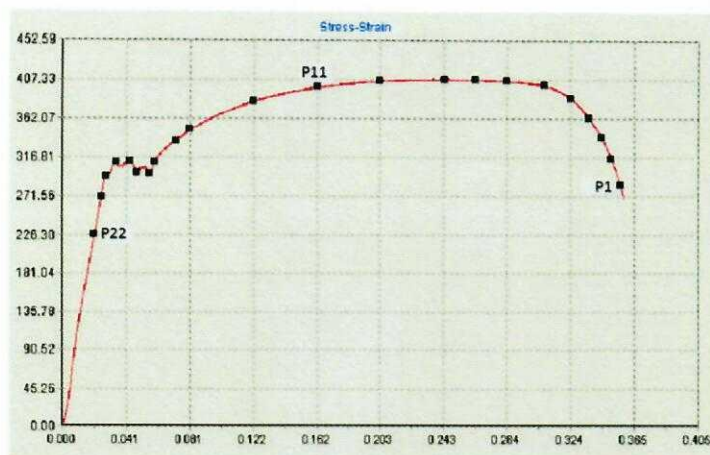


Fig. 6.2. Curba caracteristică tensiune-deformație specifică pentru oțelul OL45

Se constată că materialul se deformează plastic destul de mult până la rupere, 38%. Oțelul laminat în benzi OL45, prezintă un palier de curgere semnificativ și, ca urmare, prezintă un grad de deformare plastică mare. Aspectul suprafețelor rezultate în urma ruperii sunt prezentate în *figura 6.3* de unde se constată caracterul preponderent tenace a comportării la rupere prin tracțiune.

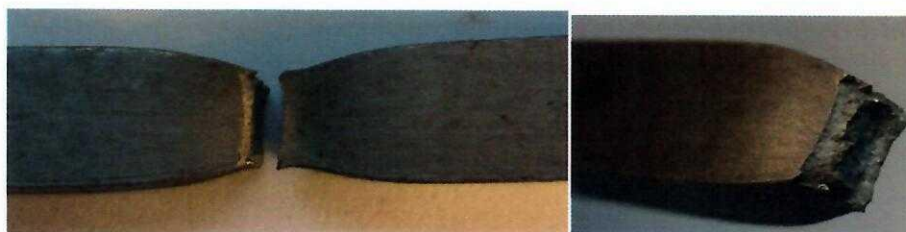


Fig. 6.3. Modul de rupere la tracțiune.

Aspectul suprafeței în zona ruperii confirmă caracterul ductil al oțelului: o pronunțată gătuire a fost observată înaintea ruperii, împreună cu aspectul de con-cupă a celor două bucăți de epruvetă. Acest caracter ductil al epruvetelor conduce la schimbarea suprafețelor în vecinătatea zonei de rupere, care ia o anumită formă după cum este prezentat în *figura 6.4*.

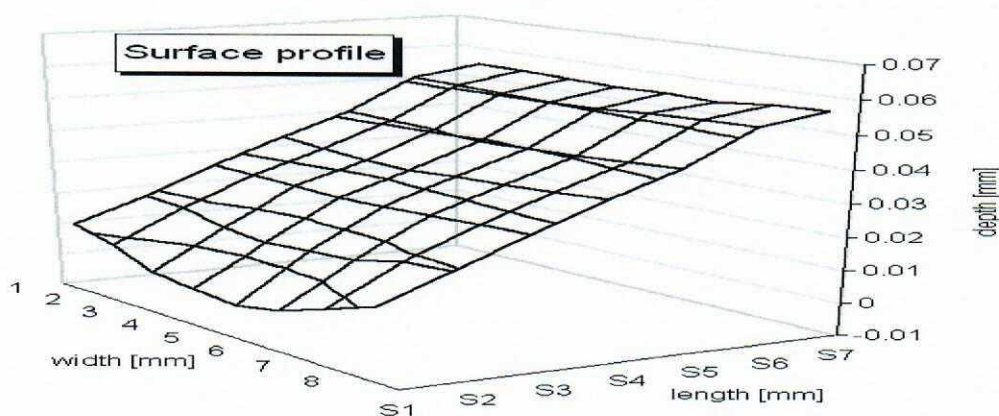


Fig. 6.4. Profilul suprafeței în apropierea zonei de rupere

Se observă că, în imediata vecinătate a rupei zona este puternic deformată, cu cât ne depărtăm de această zonă deformația tinde să scadă, iar spre capetele epruvetei deformația plastică aproape că dispăre. Aceste circumstanțe conduc la ideea că, în vecinătatea zonelor de rupere ale epruvetelor, apar variații ale valorilor proprietăților mecanice. Este important de remarcat dificultatea oricărei încercări de analiză a proprietății materialului în imediata vecinătate a rupei. Se remarcă faptul că în imediata vecinătate a zonei de rupere, profilul suprafeței este unul complex iar direcția de indentare trebuie menținută pentru orice încercare perpendiculară pe suprafață. În acest scop se utilizează un dispozitiv special construit ce are în componență o articulație sferică cu posibilitate de mișcare micrometrică. Dintre puținele metode disponibile existente putem folosi încercarea de microduritate, aici se va utiliza duritatea Vickers.

Testele se realizează cu ajutorul unui dispozitiv de determinare a microdurității Vickers, capabil să achiziționeze și să prelucreze imagini digitale, *figura 6.5*.

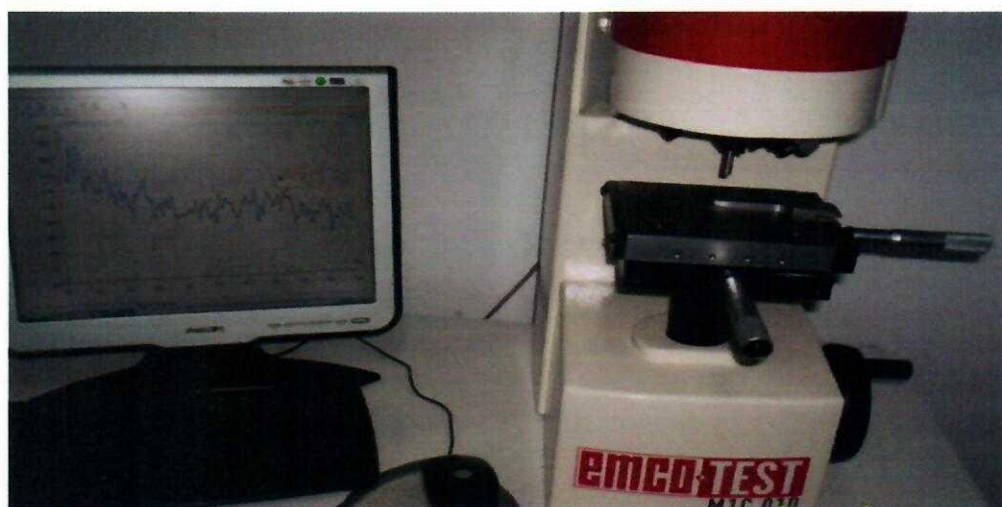
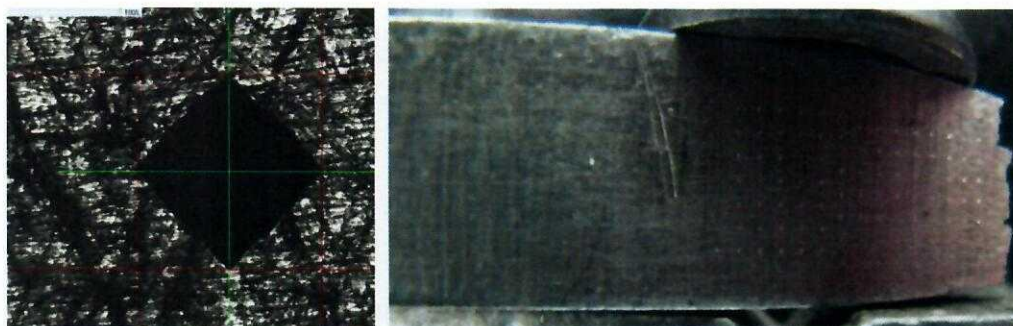


Fig. 6.5. Efectuarea încercărilor pe microdurimetrul EMCOTEST M1C 010

Pentru a se constata dacă duritatea variază cu gradul de deformare plastică, pentru o singură epruvetă s-au făcut indentări în 98 de puncte, plasate într-o formă matricială cu 14 rânduri și 7 coloane, cu distanțe egale de 1 mm, *figura 6.6*. Valorile microdurităților se determină automat, cu o mare precizie, de către un computer atașat de dispozitivul de măsurat duritatea.



a) urma indentării Vickers b) cele 98 de indentări din vecinătatea zonei de rupere

Fig. 6.6. Amprente ale indentării Vickers

În *figura 6.5* (stânga) este prezentat un exemplu de evoluție a microdurității Vickers în cele 98 de puncte de măsurare, primul punct fiind plasat în imediata vecinătate a zonei de rupere. Se observă că nu există o mare diferență între cele 7 puncte plasate pe lățimea epruvetei. Făcându-se o medie a acestor puncte, se obține graficul cu variația prezentată în *figura 6.7*. Din *figura 6.7* se observă că microduritatea variază în funcție de distanța față de suprafața rezultată prin rupere, astfel: în imediata vecinătate a zonei de rupere microduritatea are o valoare de 360 HV iar cu cât de depărtăm de zona de rupere, spre capătul epruvetei microduritatea scade în jurul valorii de 280 HV.

Se poate observa o creștere substanțială a microdurității Vickers în imediata vecinătate a zonei de rupere și în comparație cu epruvetele nesolicitate (246 HV). Cu toate acestea, valorile măsurate între 6 și 11 mm de la zona de rupere sunt aproximativ constante. Dincolo de rândul al 11-lea de încercări, microduritatea începe să scadă. În baza acestor observații se poate concluziona că există o corelație între microduritatea Vickers și deformarea plastică. Pe baza acestei corelații se poate determina deformarea plastică prin măsurarea microdurității Vickers. În aceste condiții, se poate estima perioada de viață rămasă a unei componente aflate deja în exploatare care a suferit unele deformări plastice.

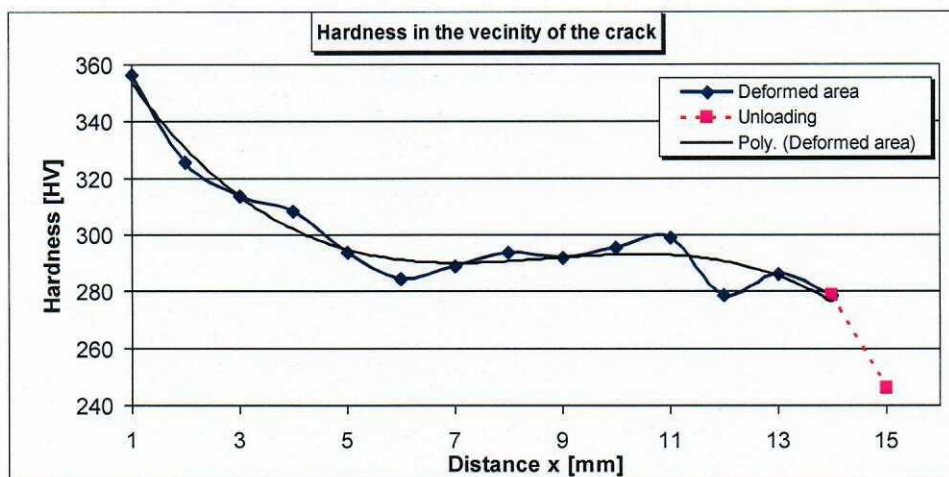


Fig. 6.7. Variația micro-durității în raport cu distanța de la zona de rupere

Având în vedere observațiile precedente, s-a încercat să se stabilească o corelație între microduritatea Vickers și deformarea plastică a epruvetelor care au fost supuse la încercări de tracțiune.

Probele din OL45, solicitate în diferite stadii de deformare plastică, se pot vedea în *figura 6.8*. Proba 1 a fost solicitată până la rupere, probele 2+20 au fost solicitate la deformări plastice mari, foarte aproape de rupere iar probele 21 și 22 au fost solicitate în domeniul elastic, *figura 6.2*.

Prin încercarea acestor probe la diferite solicitări, se urmărește să se obțină rezultate comparabile. Ca urmare, porțiunile din curbele caracteristice obținute pentru fiecare probă solicitată la o anumită valoare a forței, trebuie să se suprapună peste curba caracteristică trasată pentru proba solicitată până la rupere. Acest lucru poate avea loc dacă sunt îndeplinite toate condițiile de repetabilitate a încercării:

- aceeași viteză de încercare;

- același parametru setat pentru viteza de încercare – forță, deplasare sau deformare;
- aceeași formă a probelor solicitate, cu toleranțe foarte strânse;
- aceleași dimensiuni ale pieselor supuse solicitării;
- etc.

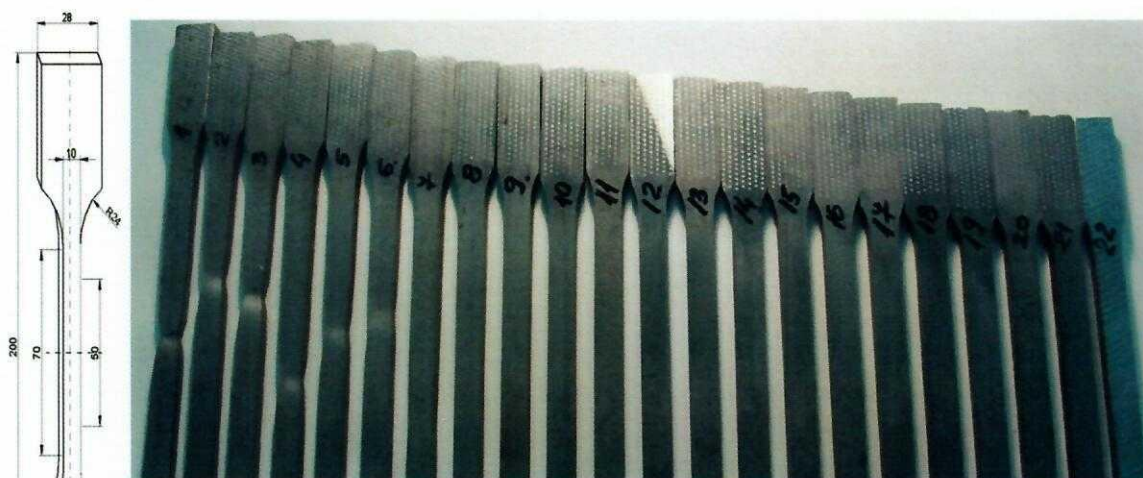


Fig. 6.8. Probele din OL45 solicitate în diferite stadii de deformare plastică

Câteva indicații privind realizarea unor probe identice ca formă și dimensiuni cât și pentru realizarea unei încărcări similare, sunt prezentate mai jos.

O atenție deosebită trebuie acordată prelucrării suprafețelor care trebuiesc finisate. După cum se constată din *figura 6.6a*, la solicitări cu deformări plastice semnificative aceste suprafețe își schimbă aspectul. Pentru ca influența asupra aspectului suprafețelor să fie dat doar de mărimea solicitării, se recomandă finisarea unei anumite suprafețe a tuturor probelor în cadrul aceleiași operațiuni. O atenție deosebită trebuie acordată realizării cu precizie atât a grosimii probelor cât și a lungimii calibrate de 70 mm. Un element important îl constituie și trecerea de la o secțiune la alta prin intermediul racordării de 24 mm, *figura 6.1*. Raza de racordare va trebui realizată tangentă la lungimea calibrată, cu o toleranță pozitivă astfel încât, în nici un caz lățimea probei să fie mai mică de 12,5 mm în zona racordării. O atenție deosebită trebuie acordată prinderii probei între bacuri. Dacă este cazul se vor construi dispozitive ajutătoare astfel încât proba să fie foarte bine centrată între bacuri. Pe de altă parte se va urmări ca toate piesele solicitate să fie prinse exact în același loc pe dimensiunea de 42 mm, *figura 6.1*.

Dacă se au în vedere aceste indicații precum și cele referitoare la viteza de încercare a mașinii, diferențele care vor apărea la comportarea în cadrul deformării probelor vor fi date doar de mărimea solicitării la care au fost supuse.

În *figura 6.9* este prezentat un exemplu de curbă caracteristică pentru materialul solicitat în mod controlat până la o anumită sarcină, după care s-a realizat descărcarea până la valoarea zero a forței. Această curbă este trasată până în punctul P11 de pe curba din *figura 6.2*. A fost notat cu A_p suprafața corespunzătoare deformăției plastice permanente rămasă în urma îndepărtării forței la care a fost supusă epruveta. Este cunoscut că, atunci când un material este solicitat peste limita de curgere, anumite zone din material se deformează plastic iar alte zone de material se deformează elastic. Ca urmare, putem considera că

deformația specifică totală, ε_T , este formată ca suma dintre deformația specifică plastică, Δl_p , și deformația specifică elastică, Δl_e .

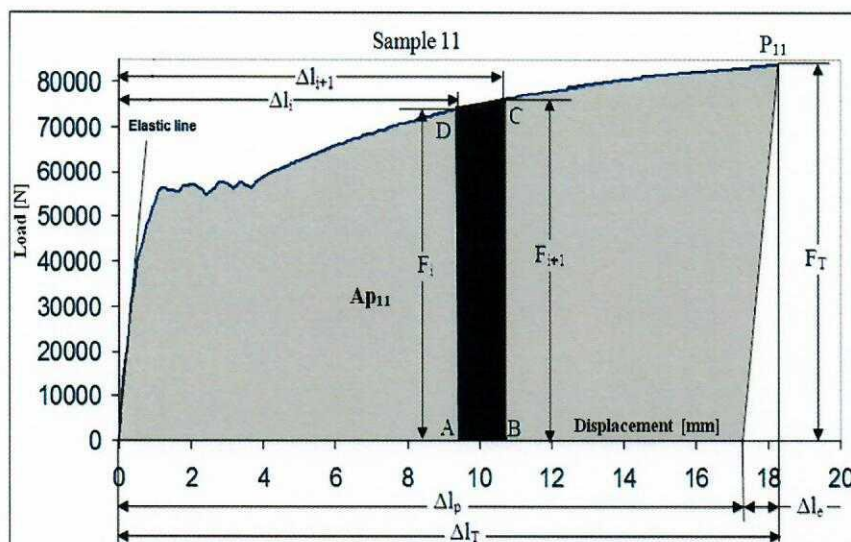


Fig. 6.9. Suprafața ariei (A_p) corespunzătoare deformației remanente

Aria A_p este limitată la în partea dreaptă de o linie paralelă cu dreapta de elasticitate.

Din figura 6.9 rezultă că aria A_p se poate calcula cu ușurință pe baza relației:

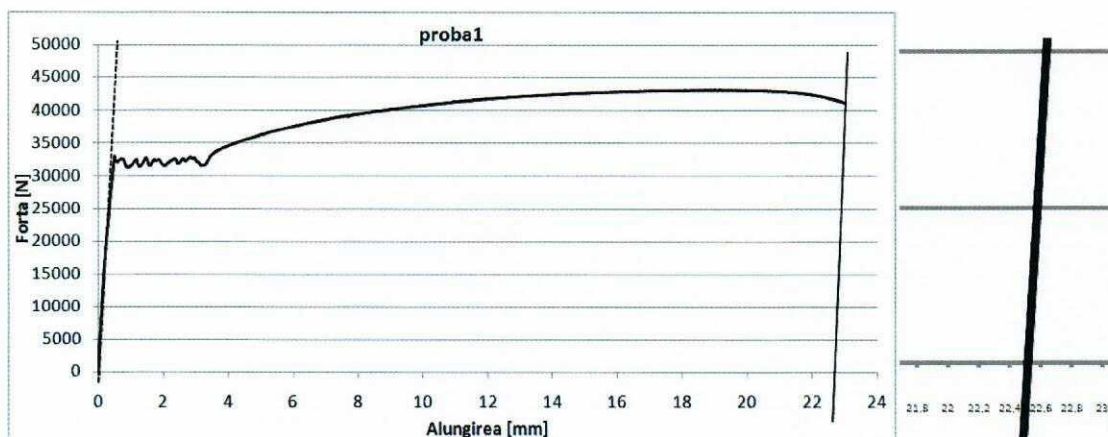
$$A_{p_i} = \sum_i \left[\left(\frac{(F_{i+1} + F_i) \cdot (\Delta l_{i+1} - \Delta l_i)}{2} \right) \right] - \left(\frac{F_T \cdot \Delta l_e}{2} \right) \quad (6.1)$$

în care mărimile prezente în relația (6.1) se iau din șirurile de date furnizate pe baza achiziției de date de la mașina de încercat:

- F_i și F_{i+1} sunt forțele în punctul i , respectiv $i+1$ și reprezintă baza mică, respectiv, baza mare a trapezului din figura 6.9;
- Δl_i și Δl_{i+1} sunt deplasările din punctul i respectiv $i+1$ iar $(\Delta l_{i+1} - \Delta l_i)$ reprezintă înălțimea trapezului din figura 6.9;
- F_T este forța corespunzătoare punctului din domeniul plastic în care s-a oprit încercarea;
- Δl_e este deplasarea elastică ce dispare odată cu încetarea sollicitării: $\Delta l_e = \Delta l_T - \Delta l_p$, Δl_T reprezentând alungirea totală a barei iar Δl_p este valoarea deformației remanente, plastice, ce se înregistrează după îndepărtarea forței.

De la mașina de încercat se va prelua un fișier de date ce conține punct cu punct mărimile F_i , F_{i+1} , Δl_i și Δl_{i+1} , astfel încât primul membru al relației (6.1) poate fi determinat. Pentru al doilea membru avem nevoie de mărimile F_T , Δl_T și Δl_p . F_T și Δl_T se preiau tot din fișierul de date ca fiind ultimele înregistrări în coloana de forță respectiv în coloana de deformații. Determinarea Δl_p se poate face în două moduri descrise în cele ce urmează. Se trasează dreapta corespunzătoare zonei elastice, figura 6.10a, apoi se deplasează această dreaptă (care rămâne paralelă cu ea însăși) în ultimul punct al curbei. Intersecția acestei

drepte cu axa reprezentată de alungire (axa orizontală) va furniza valoarea pentru Δl_p . Pentru ca eroarea să fie cât mai mică, se face un detaliu în zona de intersecție, *figura 6.10b*, și se modifică valorile pentru scara alungirilor – din 0,4mm în 0,4 mm, de exemplu. În acest fel, se poate estima destul de bine intersecția dreptei cu abscisa, rezultând valoarea pentru Δl_p . Din *figura 6.10b* se poate vedea că valoarea de 22.55 mm poate fi adoptată pentru Δl_p în acest caz.



a) trasarea unei drepte paralele cu dreapta de elasticitate; b) intersecția cu abscisa

Fig. 6.10. Mod de determinare a valorii pentru Δl_p prin translatarea dreptei de elasticitate

A doua modalitate pentru determinarea valorii Δl_p este prin determinarea ecuației dreptei de elasticitate și transpunerea acesteia în punctul de coordonate $(\Delta l_T, F_T)$, *figura 6.11*.

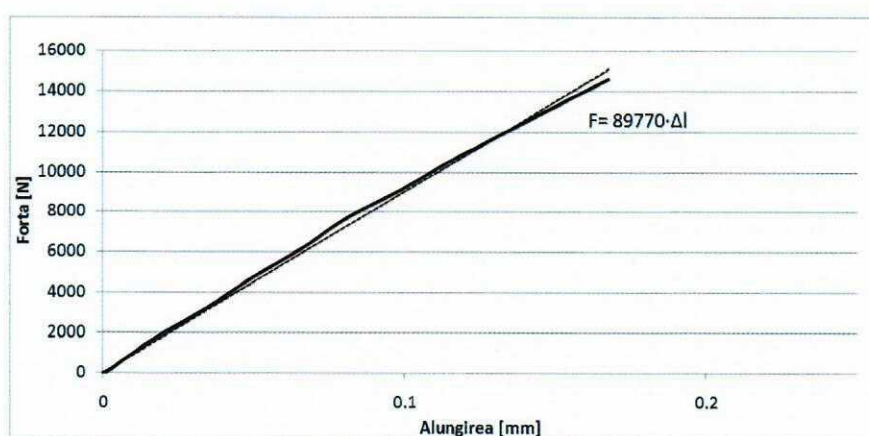


Fig. 6.11. Mod de determinare a valorii pentru Δl_p prin determinarea ecuației dreptei de elasticitate

Ecuația dreptei care trece prin ultimul punct al curbei $F - \Delta l$ trebuie să aibă panta dreptei de elasticitate (89770) dar să treacă și prin punctul de coordonate $(\Delta l_T, F_T)$. Pentru cazul prezentat aici, coordonatele acestui punct sunt (23.03, 41106.6).

Ecuația dreptei de elasticitate este:

$$F_1 = m \cdot \Delta l_1 \text{ cu } m = 89770 \text{ [N/mm]}$$

Ecuția dreptei ce trece prin ultimul punct al curbei este:

$$F_2 = m \cdot \Delta l_2 + n \quad (6.2)$$

cu obligativitatea trecerii prin punctul de coordonate $(\Delta l_T, F_T)$. Astfel vom avea:

$$F_T = m \cdot \Delta l_T + n \rightarrow n = F_T - m \cdot \Delta l_T$$

Intersecția dreptei de ecuație (6.2) cu axa Δl ($F_2=0$) va conduce la determinarea Δl_p ca fiind:

$$\Delta l_p = \frac{-n}{m} = \frac{m \cdot \Delta l_T - F_T}{m} = \Delta l_T - \frac{F_T}{m}$$

În cazul nostru avem:

$$\Delta l_p = \Delta l_T - \frac{F_T}{m} = 23.03 - \frac{41106.6}{89770} = 22.57 \text{ mm}$$

Se constată că valorile rezultate prin cele două modalități de determinare sunt foarte apropiate. Astfel, se poate calcula aria A_p corespunzătoare oricărui punct i de pe curba caracteristică trasată până la rupere. Pentru fiecare probă, solicitată la tracțiune ca mai sus și pentru care s-a determinat aria A_p , s-au efectuat și determinări ale durității Vickers. Se menționează că, pentru probele la care nu a apărut gătuirea încercările de duritate s-au efectuat aproximativ la mijlocul probei (pe lungime).

Pentru probele la care nu apare gătuirea, respectiv probele de la 7 la 22, încercările de microduritate se efectuează ca în *figura 6.1*, respectiv câte 14 încercări pe axa mediană a probei, pe ambele laturi ale probei, în total 28 de indentări. Valoare microdurității Vickers care se reține este cea mai mare valoare dintre cele 28 de indentări care se va regăsi în *tabelul 6.2*.

Pentru probele la care apare gătuirea se vor face de asemenea 28 de indentări. Acestea vor fi distribuite astfel: 7 indentări pe lățimea de 12,5 mm a probei, în partea din dreapta din imediata vecinătate a zonei cu deformare plastică maximă, alte 7 indentări pentru partea din stânga a probei și, în mod asemănător se vor face 14 indentări pe cealaltă față a probei, *figura 6.12*. Și pentru acestea probe, valoarea trecută în *tabelul 6.2* a fost valoarea maximă. Fiecărei din valorile durității Vickers (HV) i se atașează aria A_p corespunzătoare.

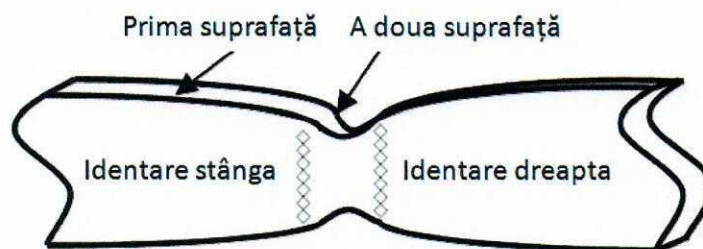


Fig. 6.12. Distribuția indentărilor în apropierea zonei gătuite

6.4. Rezultate și comentarii

Tab. 6.2. Valorile durității corelate cu aria corespunzătoare deformației plastice

Punctul de stop	P ₂₂	P ₂₁	P ₂₀	P ₁₉	P ₁₈	P ₁₇	P ₁₆	P ₁₅
HV [daN/cm ²]	150	151.5	156.4	154.2	159.3	164.0	164.3	168.8
A _p [Nmm]	0	0.59	0.65	1.11	1.61	3.25	3.35	8.64

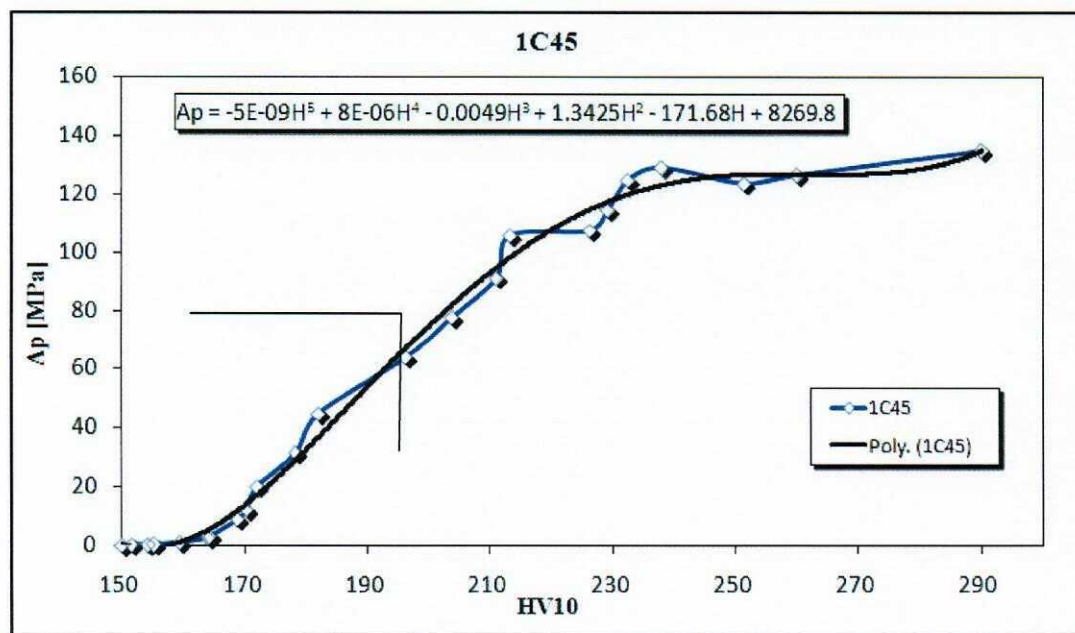
Tab. 6.2. (continuare)

Punctul de stop	P ₁₄	P ₁₃	P ₁₂	P ₁₁	P ₁₀	P ₉	P ₈
HV [daN/cm ²]	170.3	172.0	178.3	182.0	196.3	203.8	211.0
A _p [Nmm]	12.03	20.46	31.67	44.61	63.09	76.90	90.08

Tab. 6.2. (continuare)

Punctul de stop	P ₇	P ₆	P ₅	P ₄	P ₃	P ₂	P ₁
HV [daN/cm ²]	213.3	226.3	229.3	232.5	238.0	251.4	260.0
A _p [Nmm]	105.03	105.69	111.45	123.12	126.41	124.04	130.08

Utilizând aceste date se trasează graficul din *figura 6.13* ce reprezintă variația ariei corespunzătoare deformației plastice remanente în raport cu valoarea durității Vickers determinată pe proba astfel deformată.


Fig. 6.13. Variația ariei corespunzătoare deformației plastice remanente în raport cu duritatea

Din examinarea variației prezentată în graficul din *figura 6.13* se constată următoarele:

- se poate deduce o lege de variație (corelație) asemănătoare (de tip polinomial) între aria corespunzătoare deformației plastice remanente și duritatea Vickers determinată pe proba solicitată în domeniul plastic;
- se stabilește un palier în vecinătatea zonei de curgere și are loc o creștere pronunțată pentru probele solicitate cu mult pe aceasta limită;
- se constată că duritatea are valori din ce în ce mai mari pentru probele puternic deformate plastic;

Se poate spune că valorile durității sunt proporționale cu nivelul deformației plastice acumulate în proba supusă solicitării. Pentru materialele de mai sus, și în general pentru oțel, se poate determina o relație între gradul de deformare plastică și mărimea durității Vickers, de forma:

$$A_p = A (HV)^5 + B (HV)^3 + C (HV)^2 + D (HV) + E (HV) + F \quad (6.2)$$

în care coeficienții A, B, C, D, E și F pot fi determinați pe baze experimentale ca în descrierea de mai sus.

În aceste condiții, dacă o piesă sau structură, aflate în exploatare, suferă deformații peste limita de curgere, acestea pot fi puse în evidență pe baza încercării de duritate. Stabilirea unei corelații anterioare între mărimea deformației plastice remanente și valoarea durității, conduce la determinarea atât a zonei deformate plastic cât și a gradului de deformare plastică suferită de o piesă aflată în exploatare de un anumit timp și pentru care se dorește menținerea în continuare în exploatare.

6.5. Descrierea procedurii și a pașilor necesari expertizării deformației plastice

Pe baza celor prezentate, procedeul ce trebuie urmat pentru determinarea corelației dintre duritatea Vickers și aria corespunzătoare deformației plastice, și pe această bază, a duratei de viață rămase pentru o componentă ce lucrează în anumite condiții de exploatare, poate fi rezumat astfel:

1. Pentru materialul din care este confecționată piesa, componenta, etc. aflată în exploatare, se trasează la tracțiune până la rupere, curba caracteristică tensiune-deformație, cu viteză mică de deformație și pe mașină de încercat cu posibilitatea achiziției datelor privitoare la tensiune și deformație;
2. Analizând curba caracteristică se vor încerca la tracțiune cât mai multe probe din același material, până în puncte dincolo de limita de curgere;
3. Cu ajutorul unui program de calcul simplu, utilizând fișierele de date și relația (6.1), se va calcula aria A_p pentru fiecare probă în parte;
4. Pe probele astfel solicitate (dincolo de limita de curgere) se vor face încercări de duritate (Vickers). Dacă proba a suferit gătuire încercările de duritate se vor face în respectiva zonă puternic deformată plastic;
5. Se trasează graficul de variație A_p -HV și se stabilește legea de variație (corelația) care pentru oțeluri poate fi de forma dată de relația (6.2);

6. Pentru componenta aflată în exploatare (rezervor, conductă, braț macara, etc.) se poate face o analiză cu elemente finite în vederea determinării zonei celei mai solicitate, dacă aceasta nu este cunoscută anterior sau dacă nu se intuiește;
7. În zona de maximă solicitare determinată la punctul 6 se fac determinări ale durității Vickers HV, cu ajutorul aparatelor portabile;
8. Pe baza valorilor durității determinate la punctul 7 și a legii de variație $Ap-HV$, dată de o relație de tipul relației (2), se determină aria Ap_j ;
9. Cu ajutorul fișierelor de date existente se identifică **punctul j**, de pe curba caracteristică trasată până la rupere, căruia îi corespunde aria Ap_j ;
10. Pe baza exemplului din *figura 6.14* ne putem găsi în una din cele trei situații:
 - **punctul j** de pe curba caracteristică se află în dreptul zonei A. În aceste condiții, componenta aflată în exploatare mai poate funcționa în continuare fără probleme;
 - dacă **punctul j** se află pe curba caracteristică în dreptul zonei B, funcționarea în continuare a componentei trebuie urmărită cu atenție;
 - dacă **punctul j** se află pe curba caracteristică în dreptul zonei C, respectiva componentă trebuie înlocuită imediat.

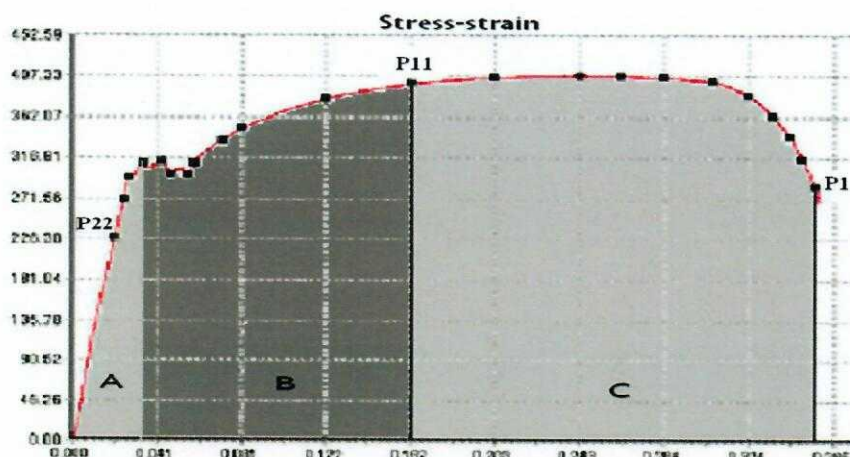


Fig. 6.14. Impărțirea curbei caracteristice în zone de deformare plastică

Ca urmare, utilizând procedeul descris mai sus se poate determina durata de viață rămasă pentru anumite componente care au fost solicitate dincolo de limita elastică, pe baza încercării de duritate Vickers pe componenta aflată în exploatare.

6.6. Concluzii

1. Suprafețele deformate plastic din vecinătatea zonei de rupere au o configurație particulară prezentată în *figura 6.3*. Se poate spune că valorile durităților sunt proporționale cu deformația plastică acumulată în proba supusă solicitării dincolo de limita de curgere.

2. S-a observat că, în imediata vecinătate a zonei de rupere valoarea microdurității (Vickers) este mult mai mare decât în cazul unei epruvete nesolicitate și, cu cât ne depărtăm de zona de rupere spre capetele epruvetelor, valoarea microdurității (Vickers) scade.
3. Se poate concluziona că, valoarea microdurității Vickers poate reprezenta o măsură pentru deformația plastică. Este important de notat că microindentarea Vickers este printre puținele teste care se poate efectua în vecinătatea unei zone rupte sau a unei crăpături.
4. Pentru a stabili o corelație între microduritate și deformația plastică pentru epruvetele testate la tracțiune, se trasează o curbă de forma celei din *figura 6.11*. Astfel se poate determina o relație matematică între gradul de deformare plastică și mărimea durității în care coeficienții pot fi determinați pe baze experimentale și analitice.
5. Utilizând procedeul descris mai sus se poate determina durata de viață rămasă pentru anumite componente care au fost solicate dincolo de limita elastică, pe baza încercării de microduritate (Vickers) pe componenta aflată în exploatare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] K. Ju-Young, K. Seung-Kyun, J.R. Greer, K. Dongil, Evaluating plastic flow properties by characterizing indentation size effect using a sharp indenter, *Acta Materialia* 56, pp. 3338–3343, 2008.
- [2] A. Hernas, Creep resistance of steel and alloys, Silesian Techn. Univ. Publishers, Gliwice (2001).
- [3] W.C. Oliver, G.M. Pharr, *J Mater Res*, 19:3, 2004.
- [4] Z. Liu, E. Harsono, S. Swaddiwudhipong, Material characterization based on instrumented and simulated indentation tests, *International Journal of Applied Mechanics*, Vol. 1, No. 1, 61–84, 2009.
- [5] D. Tabor, *The Hardness and Strength of Metals*, Oxford Clarendon Press. 1951.
- [6] S. Jayaraman, G.T. Hahn, W.C. Oliver, C.A. Rubin, P.C. Bastias, *Int J, Solids Struct*, 35:365, 1998.
- [7] M. Dao, N. Chollacoop, K.J. Van Vliet, T.A. Venkatesh, S. Suresh, Computational modeling of the forward and reverse problems in instrumented sharp indentation, *Acta Mater.* **49**(19), pp. 3899–3918, 2001.
- [8] N. Chollacoop, U. Ramamurty, Simulation of deformation fields underneath Vickers indenter: Effects of power-law plasticity, *Songklanakarin J. Sci. Technol.* 32 (2), , Mar. - Apr. 2010.
- [9] M.F. Doerner, W.D. Nix, A method for interpreting the data from depthsensing indentation instruments, *J. Mater. Res.* 1(4), pp. 601–609, 1986.
- [10] W.C. Oliver, G.M. Pharr, An Improved Technique for Determining Hardness and Elastic-Modulus Using Load and Displacement Sensing Indentation Experiments, *Journal of Materials Research*. 7, pp. 1564-1583, 1992.
- [11] D. Tabor, A Simple Theory of Static and Dynamic Hardness, *Proc. Royal Soc. Series A*, 192, pp. 247-274, 1947.

- [12] E. Dannenmann, H. Wilhelm, E. Steck, Über den Zusammenhang zwischen Eindring-harte und Umformgrad bei Kaltumformvorgängen, Bänder Bleche Rohre, pp. 368-394, 1968.
- [13] Z.-F. Hu, Z.-G. Yang, An investigation of the embrittlement in X20CrMoV121 power plant steel after long-term service exposure at elevated temperature, Mat. Sci. & Eng., 93, pp. 224-229, 2004.
- [14] A. Hernas, G. Moskal, K. Rodak, J. Pasternak, Properties and microstructure of 12% Cr-W steels after long-term service, J. of Achievements in Mat. & Manufact. Eng., 17, 1-2, pp. 69-74, 2006.

ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE ÎN INGINERIA MECANICĂ

- LABORATOR 7 -

ÎNCERCAREA DINAMICĂ A SUSPENSIILOR AUTO – PRELUARE CARACTERISTICI, ÎNCERCARE LA DURABILITATE, CALIBRARE SISTEM

7.1. Clasificarea suspensiilor

7.2. Amortizoarele – construcție

7.3. Modele matematice de identificare a amortizorului

7.4. Caracteristicile amortizoarelor

7.5. Încercarea la tracțiune - compresiune a amortizorului față

7.6. Încercarea amortizorului spate

7.7. Comparatie între cele două tipuri de amortizoare

7.8. Solicitarea suspensiei spate: amortizor + arc

7.9. Concluzii

7.1. Clasificarea suspensiilor

Amortizoarele folosite în suspensia automobilelor au rolul de a disipa rapid energia oscilațiilor verticale ale caroseriei și ale roților automobilului prin transformarea ei în energie calorică cedată mediului ambiant. Ele sunt montate în paralel cu elementele elastice principale ale suspensiei și reprezintă un element de bază în asigurarea confortului și siguranței circulației. La automobilele moderne, cele mai utilizate amortizoare sunt amortizoarele hidraulice telescopice. Principiul de lucru al acestor amortizoare constă din următoarele: la deplasarea relativă a masei suspendate față de masa nesuspendată, lichidul vâcos din corpul amortizorului este obligat să treacă prin orificii de secțiune mică. Datorită frecării lichide care apare la trecerea acestuia prin orificiile calibrate, energia oscilațiilor se transformă în energie calorică.

Clasificarea suspensiilor automobilelor se face după tipul punții și după caracteristica elementelor elastice.

După tipul punții, suspensiile se clasifică:

- suspensii cu roți dependente,
- suspensii cu roți independente.

Suspensia cu roți dependente se întâlnește în cazul punților rigide (*figura 7.1.a*) iar suspensia cu roți independente, în cazul punților articulate (*figura 7.1.b*) la care fiecare roată este suspendată direct de cadru sau caroserie.

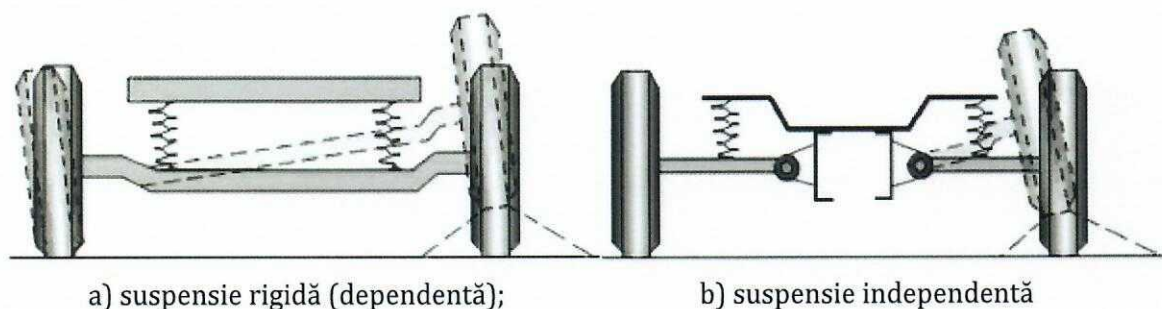


Fig. 7.1. Scheme de suspensii

Suspensia dependentă este caracterizată printr-o legătură rigidă între roțile din dreapta și din stânga, iar ridicarea sau coborârea unei roți, produsă de denivelările căii, provoacă schimbarea poziției și pentru cealaltă roată. La *suspensia independentă* lipsește legătura directă dintre roțile automobilului iar schimbarea poziției unei roți nu influențează și cealaltă roată.

Suspensia independentă prezintă, față de suspensia dependentă, următoarele avantaje: îmbunătățirea confortului prin reducerea masei nesuspendate, ținuta de drum mai bună deoarece deplasările roților nu se influențează reciproc, micșorarea oscilațiilor de ruliu ale caroseriei și mărirea stabilității automobilului.

În funcție de tipul caracteristicii elastice, suspensiile se clasifică în:

- suspensii cu caracteristica elastică lineară și,
- suspensii cu caracteristica elastică nelineară.

Suspensii cu roți dependente

În majoritatea cazurilor, suspensia automobilelor cu puntea rigidă folosește arcurile în foi dispuse longitudinal, datorită construcției simple.

Suspensia cu arcuri în foi semieliptice dispuse longitudinal

În figura 7.2 se reprezintă suspensia din spate cu arcuri în foi dispuse longitudinal. Arcul în foi este dispus longitudinal față de cadru. Partea din centru a arcului este în legătură cu cadrul prin intermediul bridelor de fixare, iar capetele prin intermediul a două reazeme simple.



Fig. 7.2. Suspensia cu arcuri în foi dispuse longitudinal

Partea centrală transmite forțele de tracțiune și frânare la cadru iar capetele spițuite permit arcului să se deformeze sub acțiunea sarcinii (prin încovoierea arcului distanța dintre reazeme se modifică).

Amortizarea oscilației este asigurată de amortizoarele hidraulice telescopice cu dublu efect.

Suspensia dependentă cu arcuri elicoidale

În figura 7.3 se reprezintă suspensia punții din spate a unui autoturism.

Datorită faptului că arcurile elicoidale preiau numai sarcini verticale, puntea este prevăzută cu brațe pentru preluarea forțelor orizontale.



Fig. 7.3. Suspensia din spate a unui autoturism

7.2. Construcția amortizoarelor

Pentru amortizarea rapidă a oscilațiilor, în suspensia automobilelor moderne se montează amortizoare hidraulice.

Amortizoarele pot fi folosite la ambele punți ale automobilului sau numai la puntea din față, soluție întâlnită mai ales la autocamioane. Principiul de funcționare a amortizorului hidraulic se bazează pe transformarea energiei mecanice a oscilației în energie termică, la trecerea forțată a unui lichid special, dintr-o cameră a amortizorului în alta, printr-un orificiu calibrat. Majoritatea amortizatoarelor sunt cu dublă acțiune, lucrând în ambele sensuri, și anume: la apropierea roților de caroserie opun rezistență mică; la depărtarea roților de caroserie opun rezistență mai mare.

Amortizatoarele cele mai răspândite la automobile sunt cele sub formă telescopică, clasificate în monotubulare, figura 7.4, și bitubulare, care la rândul lor, pot fi de mai multe tipuri.

Cele mai folosite sunt amortizoarele bitubulare, care, în comparație cu cele monotubulare, au o lungime mai redusă și o durată de funcționare mai mare.

Amortizoarele monotubulare (principiul de funcționare)

În camera de compensare se introduce azot sub presiunea de circa $2,5 \text{ N/mm}^2$. Perna de aer este separată de lichidul de amortizare prin intermediul pistonului flotant. Compensarea volumului, datorită mișcării lui la cursa de comprimare, se obține prin comprimarea pernei de gaz și deplasarea pistonului flotant în sus. La cursa de destindere, deplasând pistonul flotant în jos. Orificiile de trecere și supapele de descărcare sunt montate în piston.

Datorită elasticității camerei de compensare, amortizorul îndeplinește și rolul de element elastic suplimentar.

Amortizor monotubular

1. Capul inferior
2. Corpul pistonului de comprimare
3. Discurile pistonului de comprimare
4. Discul superior al pistonului de comprimare
5. Arcul pistonului de comprimare
6. Semisfera pistonului de comprimare
7. Discul rigid al pistonului de comprimare
8. Piulița supapei de destindere
9. Arcul supapei de destindere
10. Pistonul amortizatorului
11. Discul de fixare a supapei de destindere
12. Discurile pistonului de destindere
13. Segmentii pistonului
14. Șaiba piuliței pistonului de destindere
15. Discul superior al pistonului de destindere
15. Discul supapei de comunicare
17. Arcul supapei de comunicare
18. Discul limitator
19. Rezervor

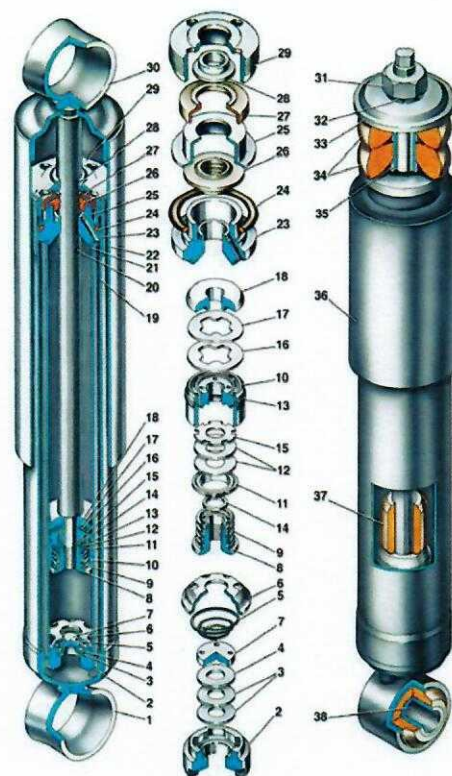


Fig. 7.4. Construcția amortizorului monotubular

20. Tijă
21. Cilindru; 22. Tub rezervor; 23. Bucșa de ghidare a tijei; 24. Inel de etanșare a rezervorului; 25. Discul sistemului de etanșare; 25. Element de etanșare; 27. Garnitura inelului de siguranță; 28. Inel de siguranță; 29. Piulița rezervorului; 30. Capul superior; 31. Piulița de fixare a capului superior; 32. Groiver; 33. Discul pernei de fixare a amortizatorului; 34. Perna (tampon); 35. Bucșă; 35. Tub; 37. Element de amortizare a tijei; 38. Bucșa de fixare a capului inferior cu cauciuc.

7.3. Modele matematice de identificare a amortizorului

În analiza sistemelor mecanice este nevoie de conceperea unor modele matematice pentru diferite tipuri de analize: analiza cinematică descrie mișcarea sistemului prin ecuații algebrice neliniare, simularea dinamică necesită rezolvarea unor ecuații diferențiale sau sisteme mixte algebrice și diferențiale, analiza statică și a poziției de echilibru implică rezolvarea de ecuații algebrice neliniare, analiza sistemului linear presupune calcularea numerică a răspunsului în frecvență. Modelul cel mai folosit în analiza dinamică a mecanismelor de suspensie, precum și în calculul transmisibilității și confortului asigurat de suspensie este modelul sfertului de automobil (figura 7.5). S-au notat: k_a și k_p coeficienții de elasticitate ai arcului și pneului, b coeficientul de amortizare, m_{NS} și m_s masele nesuspendate și suspendate, $z_R(t)$ funcția de timp a excitării de la sol.

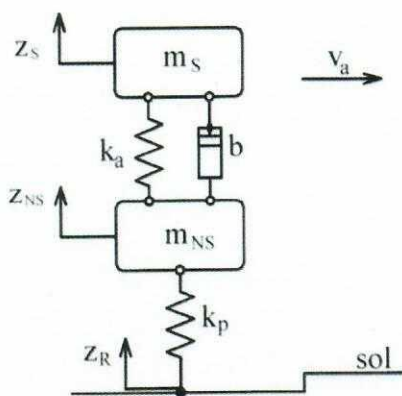


Fig. 7.5. Modelul sfertului de automobil

7.4. Caracteristicile amortizoarelor

La automobilele moderne, cele mai utilizate amortizoare sunt amortizoarele hidraulice telescopice. Principiul de lucru al acestor amortizoare constă din următoarele: la deplasarea relativă a masei suspendate față de masa nesuspendată, lichidul vâscos din corpul amortizorului este obligat să treacă prin orificii de secțiune mică. Datorită frecării lichide care apare la trecerea acestuia prin orificiile calibrate, energia oscilațiilor se transformă în energie calorică. Dependența dintre forța de rezistență a amortizorului F , (forța opusă de lichid la trecerea prin orificiile calibrate) și viteza relativă dintre masa suspendată și nesuspendată (viteza pistonului amortizorului V_p) definește caracteristica de amortizare. Forța de rezistență a amortizorului telescopic este dată de relația:

$$F = CV^i,$$

în care:

- C este coeficientul de rezistență al amortizorului;
- i – exponentul vitezei.

În funcție de exponentul vitezei i , caracteristica de amortizare poate fi:

- liniară ($i = 1$),
- regresivă ($i < 1$),
- progresivă ($i > 1$).

Avantajul amortizoarelor cu caracteristică regresivă constă în valoarea mai redusă a forțelor de rezistență la viteze mari de oscilație și transmiterea unor forțe mici la cadru sau caroserie. Cele cu caracteristică progresivă prezintă avantajul că forțele de rezistență sunt mici la viteze reduse de oscilație (deplasarea cu viteze reduse sau deplasarea pe căi cu denivelări line) și cresc rapid cu creșterea vitezei de oscilație. Caracteristica optimă este o caracteristică pătratică ($i = 2$), care asigură un confort corespunzător. De asemenea, oscilația punții se amortizează mai rapid după o lege pătratică și se obține o siguranță mai mare în circulație.

În funcție de raportul dintre coeficienții de rezistență ai amortizorului la cursa de comprimare C_c (cursa de apropiere a maselor) și cursa de destindere C_d (cursa de depărtare a maselor), amortizoare telescopice pot fi:

- cu dublu efect și caracteristică simetrică, $C_c = C_d$;
- cu dublu efect și caracteristică asimetrică, $C_c \neq C_d$;
- cu simplu efect; $C_c = 0$; $C_d \neq 0$.

Marea majoritate a amortizoarelor actuale sunt cu dublu efect și caracteristică de amortizare asimetrică cu $C_d = (2 \div 5)C_c$. Folosirea unui astfel de caracteristici este motivată prin tendința de a micșora efectul șocurilor la trecerea roții peste denivelări proeminente, printr-o amortizare mai mică la cursa de comprimare.

Dacă C_c este mare, la trecerea roții peste ridicăturile căii de rulare, viteza masei nesuspendate crește și prin amortizor se va transmite o forță mare, iar la trecerea roții peste denivelări sub formă de adâncituri, forțele transmise sunt mai mici. Dacă, însă, C_d este prea mare, la deplasarea pe un drum cu adâncituri se poate pierde contactul roții cu calea de rulare, roata va trece peste o parte din adâncitură fără să o atingă.

La deplasarea pe căi de rulare cu suprafețe neregulate, se recomandă diferențe mari între coeficienții C_c și C_d . În cazul circulației pe drumuri cu neregularități lungi, dar line, este recomandată o diferență mică între cei doi coeficienți, C_c și C_d .

Coeficientul mediu de rezistență al amortizorului C este definit de relația:

$$C = \frac{1}{2} \cdot (C_c + C_d)$$

Coeficientul C se alege astfel încât amortizarea oscilațiilor să asigure confortul pasagerilor și protejarea mărfurilor în condițiile circulației automobilului pe drumuri cu suprafețe neregulate.

În cazul amortizoarelor cu caracteristică progresivă, pentru reducerea forțelor ce se transmit prin amortizor, se prevăd supape de descărcare (de comprimare, respectiv de destindere). Când vitezele relative dintre cele două mase ating o valoare, numită viteza critică (V_{cr}), supapele de descărcare se deschid și secțiunile de trecere pentru lichid se măresc. În acest fel, forța de amortizare va crește mai lent. Se recomandă ca amortizorul să funcționeze cu supapele de descărcare închise până la viteze corespunzătoare oscilațiilor de frecvență joasă, cu amplitudini egale cu cursa suspensiei până la cuplarea limitatoarelor. Această viteză este:

$$V_{cr} = h_r \cdot \omega_0 \approx 0,2 - 0,4 \left[\frac{m}{s} \right]$$

unde:

- h_r este cursa roții până la cuplarea limitatoarelor, determinată din caracteristica elastică a suspensiei;
- ω_0 pulsația proprie a suspensiei.

Funcția principală a amortizorului constă în a controla raportul între masele statice ale echipamentelor tehnice (șasiu, caroserie, motor, pasageri, încărcătură, etc.) și cele în mișcare (roți, anvelope, frâne, etc.) în timpul rulării sale. În mers, aceste mase produc, prin neregularitățile terenului sau schimbările de direcție, șocuri mecanice continue, care se transmit sistemului de rulare, pasagerilor, direcției, etc. Rolul amortizorului este tocmai de a absorbi această energie mecanică, datorată lansărilor pe verticală a echipamentului tehnic, și a o disipa în jur, sub formă de energie termică, realizând astfel stabilizarea traiectoriei vehiculului.

7.5. Încercarea la tracțiune - compresiune a amortizorului față

Pentru încercări se vor utiliza două tipuri de amortizoare, un amortizor pentru spate iar celălalt amortizor pentru față. În *figura 7.6* se prezintă modul de prindere și de solicitare a amortizorului față. Se vor efectua încercări cu viteze diferite pentru cursa de ± 100 mm. Vitezele de încercare sunt următoarele: 0,05 m/sec; 0,13 m/sec; 0,26 m/sec; 0,39 m/sec și 0,52 m/sec. Încercările se efectuează pe mașina INSTRON 8801, utilizând programul „edit profile” pentru stabilirea modalității și vitezelor de încercare. Amortizorul față se încearcă cu prinderea directă în bacuri. Datorită faptului că mașina de încercat nu are gabaritul necesar pentru prinderea amortizorului spate, acestuia i s-a atașează dispozitivul din *figura 7.19* care nu distorsionează datele achiziționate. Așa cum se va constata și din graficele anexate, încercările au fost efectuate mai întâi la tracțiune pe lungimea de 100 mm și apoi la compresiune pe aceeași lungime. Viteza de achiziție a datelor a fost diferită pentru fiecare încercare, în funcție de viteza de solicitare.

În general, se constată o mărire a forțelor dezvoltate de către amortizor la creșterea vitezei de încercare, în special pe partea de tracțiune. În general, se constată o mărire a forțelor dezvoltate de către amortizor la creșterea vitezei de încercare, în special pe partea de tracțiune. Se vor efectua încercări cu viteze diferite pentru cursa de ± 100 mm. Vitezele de încercare sunt următoarele:

- 0,05 m/sec; 0,13 m/sec; 0,26 m/sec; 0,39 m/sec; 0,52 m/sec.

Așa cum se va constata și din graficele anexate, încercările se efectuează mai întâi la compresiune pe lungimea de 100 mm și apoi la tracțiune pe aceeași lungime.

Viteza de achiziție a datelor a fost diferită pentru fiecare încercare, în funcție de viteza de solicitare.



Fig. 7.6. Modul de prindere și solicitare a amortizorului față

În afară de viteza de încercare de 0,05 m/sec. se constată o uniformizare în ceea ce privește dezvoltarea forțelor de compresiune și tracțiune.

În *figura 7.7* se prezintă curbele de variație a forței în raport cu deplasarea pentru toate vitezele de solicitare menționate anterior. Se menționează faptul că, prima solicitare a fost cea de compresiune, așa cum va rezulta și din graficele de variație a forței în raport cu timpul, *figura 7.8*.

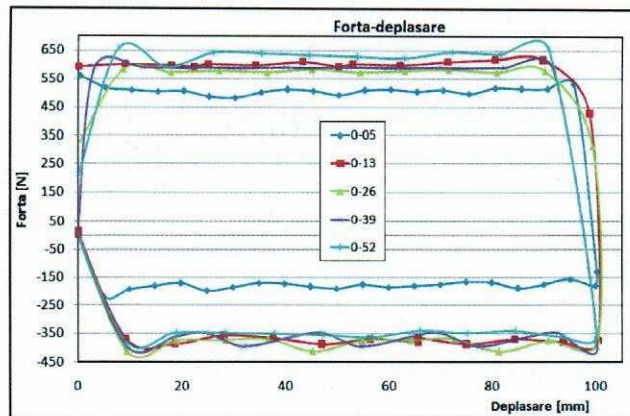


Fig. 7.7. Curbele de variație a forței în raport cu deplasarea pentru toate vitezele de încercare

Din *figura 7.7* se constată următoarele:

- forțele cresc pe măsură ce crește viteza de încercare;
- la viteze mai mari nu se constată totuși o diferențiere semnificativă între valorile forțelor pentru aceeași deplasare;
- în momentul șocului amortizorul răspunde destul de prompt cu creșterea aproape bruscă a forței preluate;
- același lucru se întâmplă la inversarea solicitării, din tracțiune în compresiune sau invers.

În *figura 7.8* sunt trasate graficele corespunzătoare variației în timp a forțelor. Este evident faptul că pentru o cursă totală de 200 mm (100mm tracțiune+100mm compresiune), timpul necesar pentru încercarea la viteza de 50 mm/sec. este de 4 secunde. Așa cum se poate vedea și în *figura 7.8*, ceilalți timpi sunt:

- pentru viteza de 130 mm/sec., $t=1,538$ sec.;
- pentru viteza de 260 mm/sec., $t=0,769$ sec.;
- pentru viteza de 390 mm/sec., $t=0,512$ sec.;
- pentru viteza de 520 mm/sec., $t=0,384$ sec.;

Si din această figură se poate observa că forța crește pe măsură ce crește viteza de solicitare. Se mai constată, de asemenea că, forțele dezvoltate la compresiune sunt mai mici, în cazul acestui amortizor decât cele dezvoltate la tracțiune.

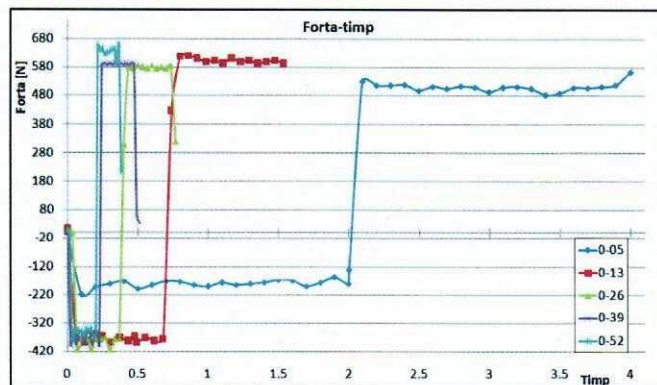


Fig. 7.8. Curbele de variație a forței în raport cu timpul

În continuare sunt trasate curbele de variație a forței în raport cu deplasarea, separat, pentru fiecare dintre vitezele de solicitare. S-au trasat toate aceste curbe pentru a vedea mai clar modul în care variază forța în raport cu deplasarea, pentru fiecare dintre vitezele de solicitare. Pentru fiecare din graficele prezentate în *figurile 7.9 ÷ 7.13*, se constată următoarele:

- pentru vitezele de 50 și 130 mm/sec. forțele se plasează încă de la început la valoarea maximă, spre deosebire de celelalte viteze la care forțele trec mai întâi printr-o valoare intermediară (viteza 260 mm/sec) sau cresc direct din zero (320 și 520 mm/sec.);
- pe parcursul încercării, valorile forțelor se stabilizează pe un palier, atât la tracțiune cât și compresiune;
- la trecerea bruscă de la compresiune la tracțiune se constată a anumită rotunjire a caracteristicii forță – deplasare, spre partea de tracțiune, care a fost a doua solicitare. Probabil că dacă prima solicitare era de tracțiune, aceeași rotunjire s-ar fi observat în această parte.

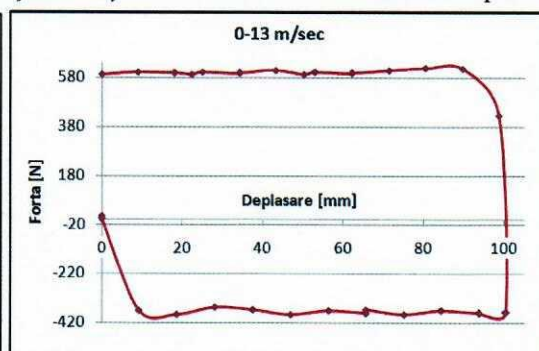
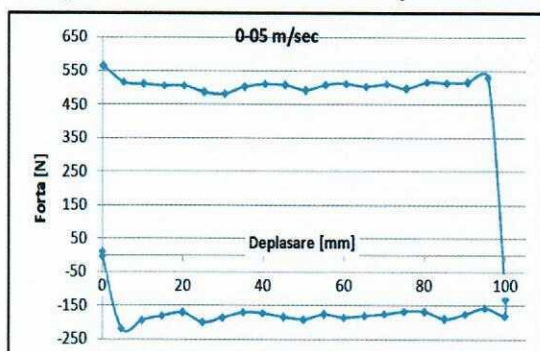


Fig. 7.9. F-d pentru $V= 0,05$ m/sec.; **Fig. 7.10.** F-d pentru $V= 0,13$ m/sec.

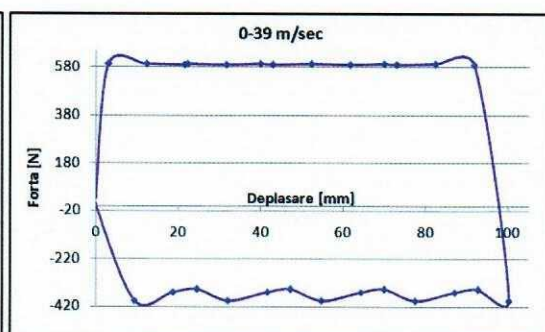
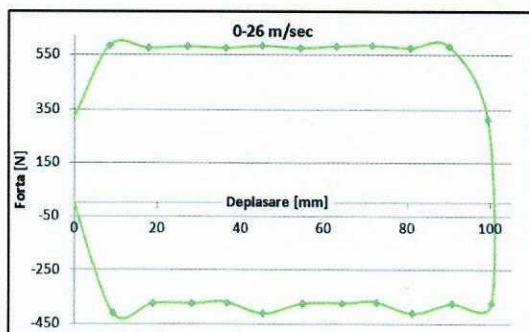


Fig. 7.11. F-d pentru $V= 0,26$ m/sec.; **Fig. 7.12.** F-d pentru $V= 0,39$ m/sec.

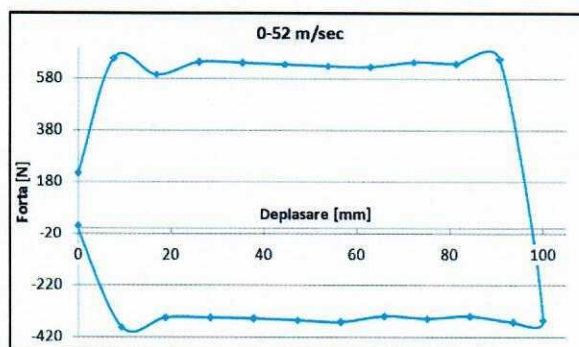


Fig. 7.13. Curba de variație a forței în raport cu deplasarea pentru viteza de 0,52 m/sec.

În figurile 7.14 ÷ 7.18 sunt trasate graficele de variație a forțelor dezvoltate la încercarea amortizorului față, în raport cu timpul de solicitare, pentru fiecare dintre vitezele de solicitare. Se constată faptul că pentru anumite viteze (130 mm/sec., 260 mm/sec. și 390 mm/sec.) apare o variație a forței pe parcursul solicitării de compresiune în opoziție cu solicitarea de tracțiune la care valorile forțelor sunt aproape constante așezându-se pe un palier.

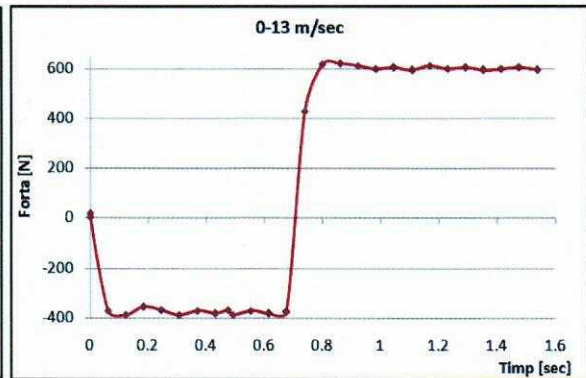
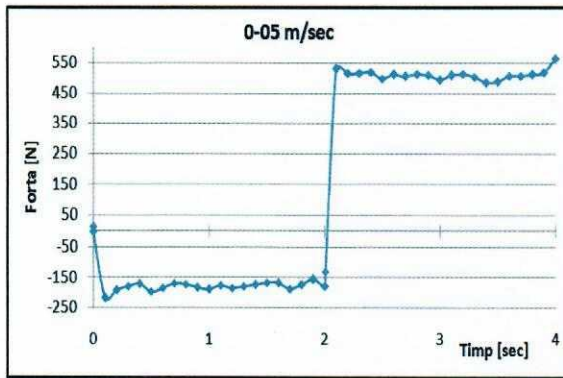


Fig. 7.14. F-t pentru viteza de 0,05 m/sec.; **Fig. 7.15.** F-t pentru viteza de 0,13 m/sec.

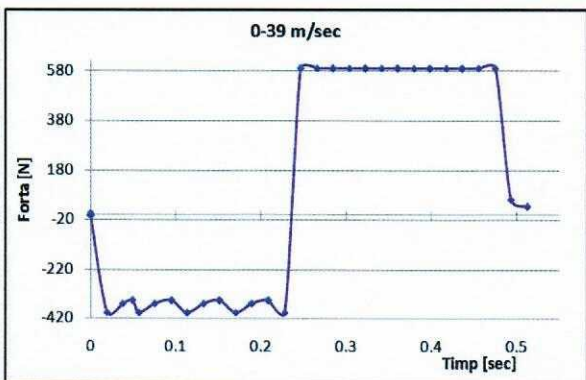
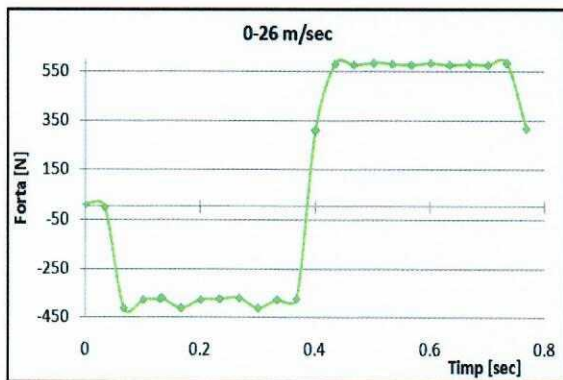


Fig. 7.16. F-t pentru viteza de 0,26 m/sec.; **Fig. 7.17.** F-t pentru viteza de 0,39 m/sec.

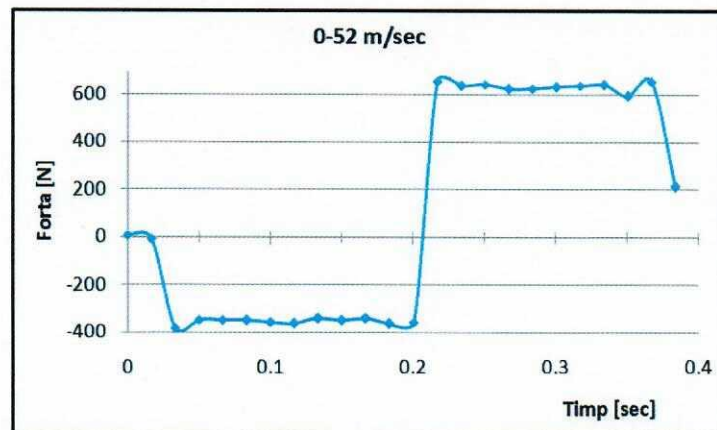


Fig. 7.18. F-t pentru viteza de 0,52 m/sec.

7.6. Încercarea amortizorului spate

Se va supune solicitării de tracțiune – compresiune, la diferite viteze de încercare, amortizorul spate din *figura 7.19*.

Se efectuează încercări cu viteze diferite pentru cursa de ± 100 mm. Vitezele de încercare sunt următoarele:

- 0,05 m/sec; 0,13 m/sec; 0,26 m/sec; 0,39 m/sec; 0,52 m/sec.

Așa cum se va constata și din graficele anexate, încercările se efectuează mai întâi la tracțiune pe lungimea de 100 mm și apoi la compresiune pe aceeași lungime.

Viteza de achiziție a datelor va fi diferită pentru fiecare încercare, în funcție de viteza de solicitare.

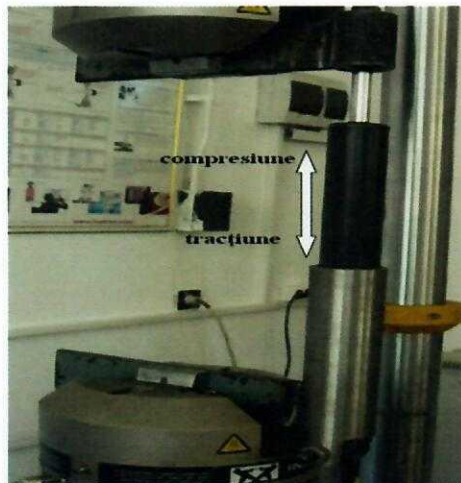


Fig. 7.19. Așezarea amortizorului în dispozitiv și prinderea pe mașina de încercat

Se constată o mărire a forțelor dezvoltate de către amortizor la creșterea vitezei de încercare, în special pe partea de tracțiune.

În *figura 7.20* s-au trasat curbele de variație a forței în raport cu deplasarea și în raport cu deplasarea pentru toate vitezele de încercare. Se constată o asemănarea a variației forței în raport cu deplasarea, între amortizorul față, descris anterior, și amortizorul spate. Se constată și aici faptul că la viteza de 50 mm/sec. forța la tracțiune este mult mai mică decât în celelalte cazuri. Pentru celelalte viteze de solicitare, forțele cresc, în general, în raport cu viteza de solicitare.

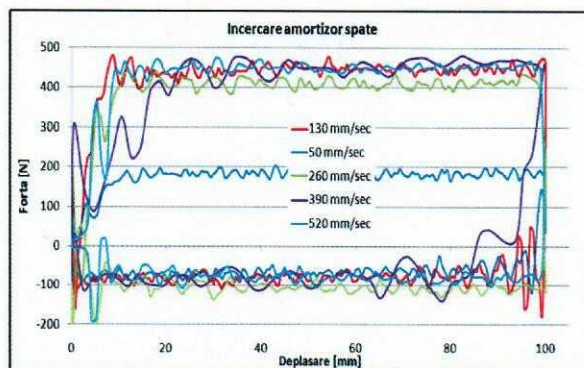


Fig. 7.20. Curbele de variație a forței în raport cu deplasarea pentru toate vitezele de încercare

În *figura 7.21* s-au trasat graficele de variație a forțelor dezvoltate pentru fiecare din vitezele de solicitare, în raport cu timpul.

Timpii de solicitare sunt:

- pentru viteza de 50 mm/sec., $t=4$ sec.;
- pentru viteza de 130 mm/sec., $t=1,538$ sec.;
- pentru viteza de 260 mm/sec., $t=0,769$ sec.;
- pentru viteza de 390 mm/sec., $t=0,512$ sec.;
- pentru viteza de 520 mm/sec., $t=0,384$ sec.;

Se poate observa că forța crește pe măsură ce crește viteza de solicitare. Se mai constată, de asemenea, că forțele dezvoltate la tracțiune sunt cu mult mai mari decât cele dezvoltate la compresiune. Având în vedere faptul că viteza de achiziție a datelor a fost destul de ridicată, în graficele prezentate în *figura 7.21* se pot vedea anumite vârfuri în ceea ce privește valorile forțelor.

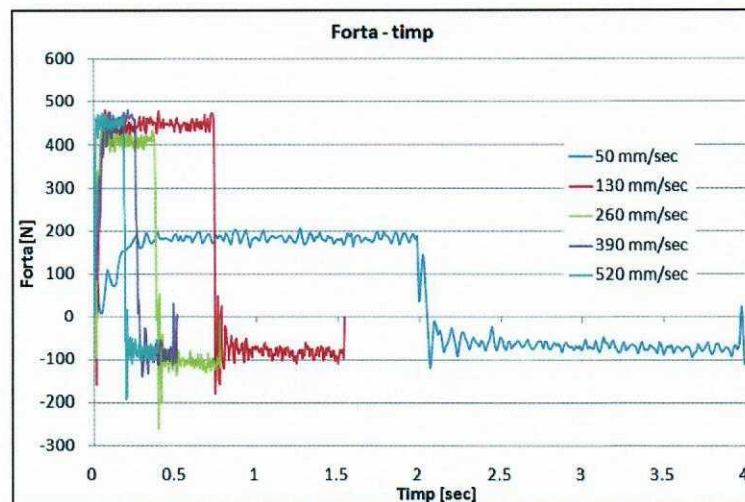


Fig. 7.21. Curbele de variație a forței în raport cu timpul

În continuare sunt trasate curbele de variație a forței în raport cu deplasarea, separat, pentru fiecare dintre vitezele de solicitare. S-au trasat toate aceste curbe pentru a vedea mai clar modul în care variază forța în raport cu deplasarea, pentru fiecare dintre vitezele de solicitare. Pentru fiecare din graficele prezentate în *figurile 7.22 ÷ 7.26*, se constată următoarele:

- apar diferențe în ceea ce privește variația forței la începutul încercării pentru diferite viteze de solicitare;
- se observă diferențe de variație și la trecerea de la solicitarea de tracțiune la cea de compresiune, solicitarea de tracțiune fiind prima efectuată;
- pentru toate vitezele de încercare se observă fluctuații majore în variația forței la începutul solicitării, care, în acest caz a fost de tracțiune;
- la unele viteze (260 mm/sec. și 520 mm/sec.) se observă fluctuații și la revenirea solicitării spre zero, după efectuarea întregului ciclu de tracțiune-compresiune.

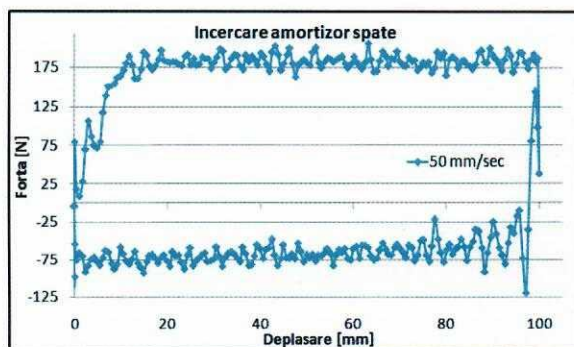


Fig. 7.22. F-d pentru viteza de 0,05 m/sec.; Fig. 7.23. F-d pentru viteza de 0,13 m/sec.

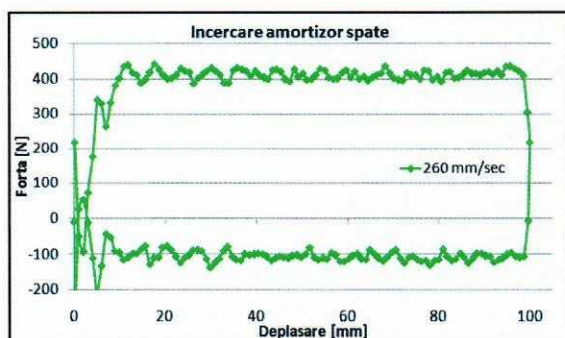
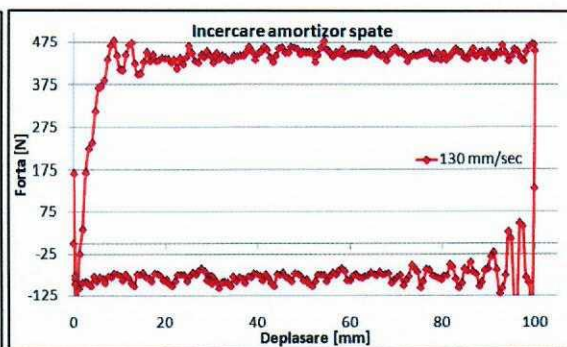


Fig. 7.24. F-d pentru viteza de 0,26 m/sec.; Fig. 7.25. F-d pentru viteza de 0,39 m/sec.

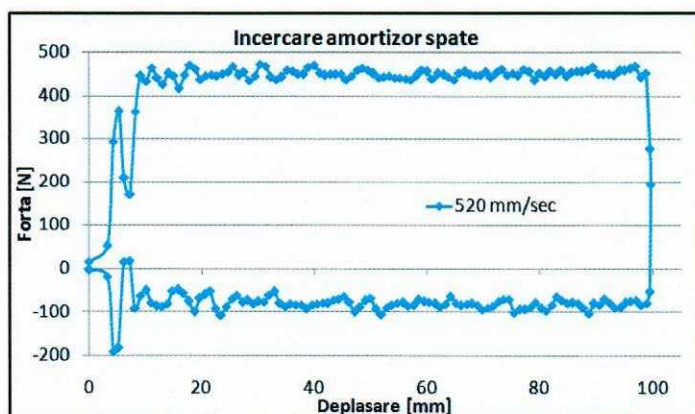
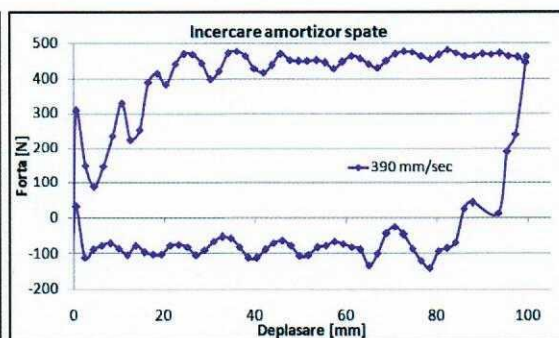


Fig. 7.26. Curba de variație a forței în raport cu deplasarea pentru viteza de 0,52 m/sec

În figurile 7.27 + 7.31 sunt trasate graficele de variație a forțelor dezvoltate la încercarea amortizorului spate, în raport cu timpul de solicitare, pentru fiecare dintre vitezele de solicitare. Spre deosebire de amortizorul față, la amortizorul spate apar fluctuații ale forței rezistente și la trecerea de la solicitarea de tracțiune la cea de compresiune, pentru toate vitezele de solicitare. Așa cum s-a mai discutat, o neuniformitate destul de mare în variația forței apare și la începutul solicitărilor, de asemenea pentru toate forțele de solicitare. Variația de pe palierele de solicitare poate fi dată și de răspunsul mașinii de încercat, dat fiind faptul că, în acest caz, eșantionarea în ceea ce privește numărul de date achiziționate a fost mult mai bună.

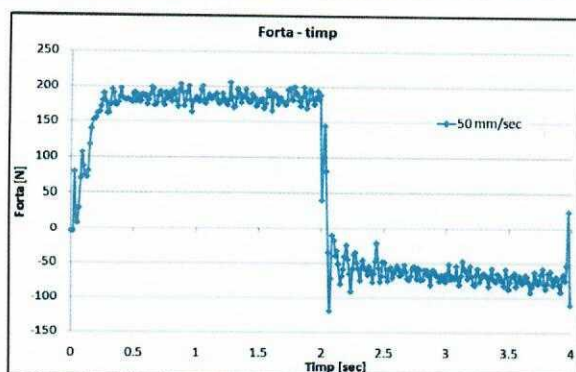


Fig. 7.27. F-t pentru viteza de 0,05 m/sec.;

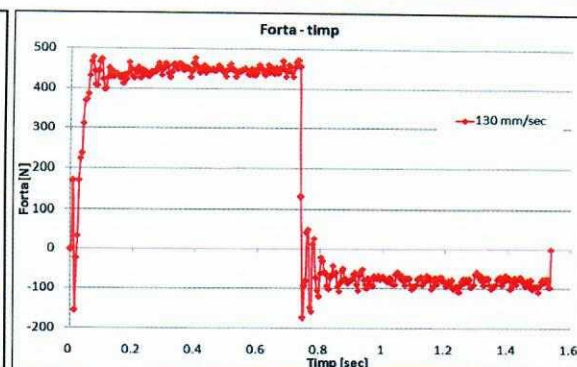


Fig. 7.28. F-t pentru viteza de 0,13 m/sec.

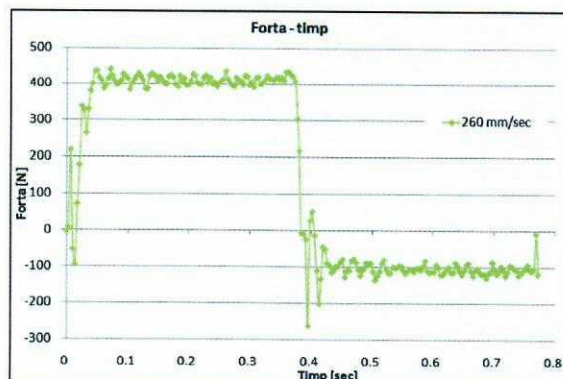


Fig. 7.29. F-t pentru viteza de 0,26 m/sec.;

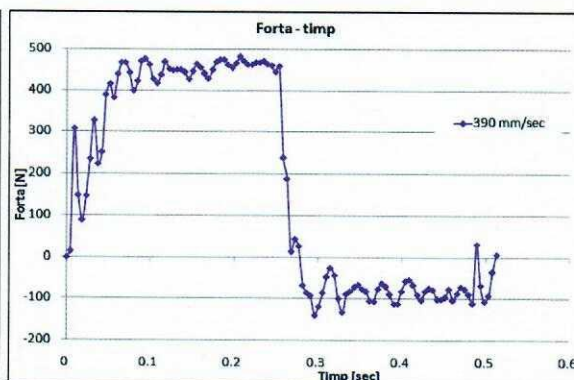


Fig. 7.30. F-t pentru viteza de 0,39 m/sec.

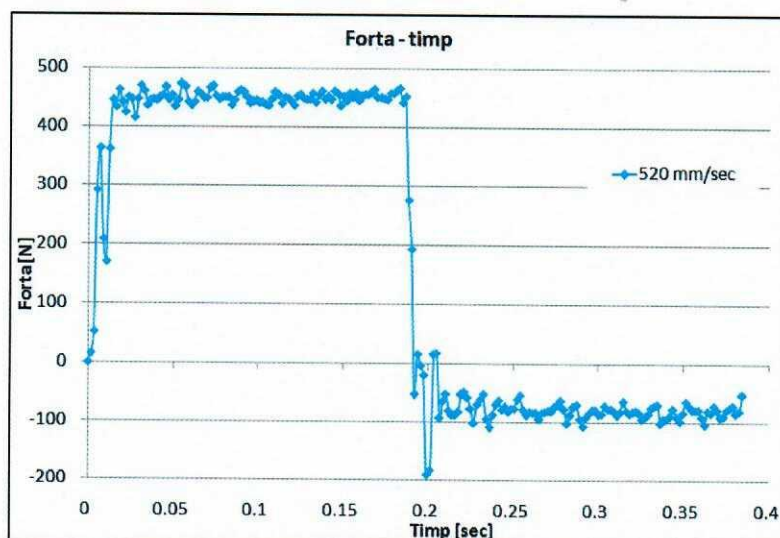


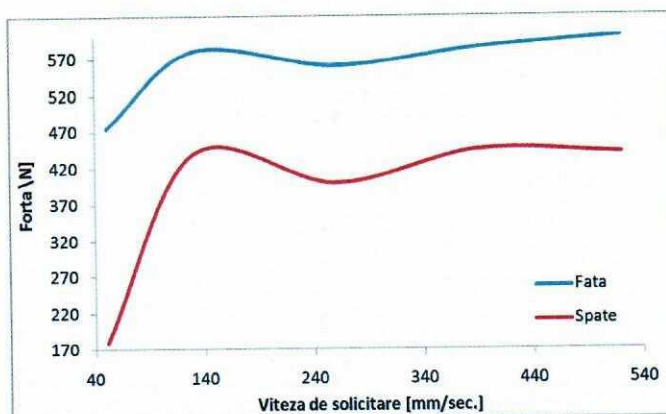
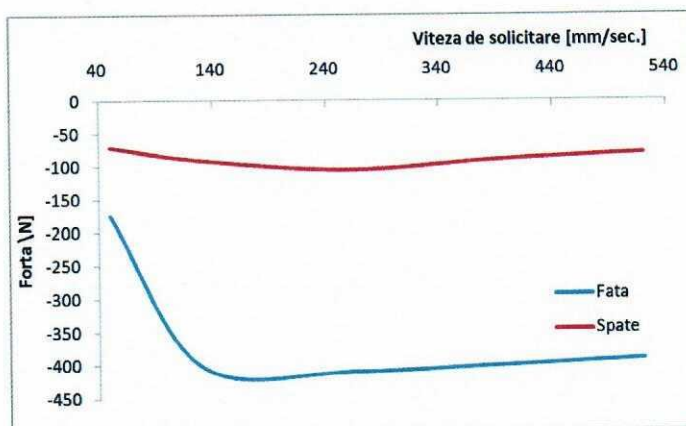
Fig. 7.31. Curba de variație a forței în raport cu timpul pentru viteza de 0,52 m/sec

7.7. Comparație între cele două tipuri de amortizoare

În tabelul 7.1 sunt trecute valorile medii ale forțelor determinate doar de pe palierele de solicitare. Pe baza acestor date s-au trasat graficele din figurile 7.32 și 7.33.

Tab. 7.1. Valorile medii de pe palierale de forță (tracțiune – compresiune)

Viteza mm/sec.	Față		Spate	
	Tracțiune	Compresiune	Tracțiune	Compresiune
50	475	-175	180	-70
130	580	-400	440	-90
260	560	-410	400	-105
390	585	-400	445	-90
520	600	-390	440	-80

**Fig. 7.32.** Variația forțelor medii de tracțiune în raport cu viteza de solicitare**Fig. 7.33.** Variația forțelor medii de compresiune în raport cu viteza de solicitare

Din figurile 7.32 și 7.33 se constată următoarele:

- la viteza de 50 mm/sec. forțele dezvoltate sunt cele mai mici, indiferent de tipul amortizorului sau dacă solicitarea a fost de tracțiune sau compresiune;
- pentru solicitarea de tracțiune se observă o aceeași variație a forței pentru ambele amortizoare, față – spate, respectiv, forța înregistrează un minim la valoarea vitezei de încercare de 260 mm/sec.;
- o aceeași tendință de scădere a forței se observă și pentru curbele de compresiune din figura 7.33, cu precizarea că în acest caz se produce o scădere continuă a forței după viteza 260 mm/sec.

7.8. Solicitarea suspensiei spate: amortizor + arc

Pentru a studia comportarea suspensiei spate formată din amortizor și arc, s-a proiectat și realizat dispozitivul din *figura 7.34*. Se menționează faptul că, suspensia spate prezentată în această figură lucrează și în realitate tot în modul dezaxat. Dispozitivul de care este prins amortizorul este fixat în bacul superior și inferior cu ajutorul dispozitivelor hidraulice de fixare existente pe mașina de încercat INSTRON 8801. Arcul este lăsat liber între pistonul fix (superior) și cel mobil (inferior), fiind prins totuși în dispozitivele aferente, construite atât pentru eliminarea distanței dintre pistoanele mașinii de încercat cât și pentru realizarea coaxialității între direcția aplicării forței și axa geometrică a arcului.



Fig. 7.34. Modul de prindere și solicitare a suspensiei spate

În cadrul încercărilor nu s-au constatat probleme la solicitarea dezaxată a amortizorului.

Cu ajutorul acestui dispozitiv și pe baza implementării unei metode de tip „edit profile” pe mașina de încercat, s-a reușit încercarea suspensiei prezentate la diferite viteze de solicitare. În *figura 7.35* se prezintă diagrama forță-deplasare pentru suspensia arătată mai sus. Încercarea a fost făcută cu viteza de 50 mm/sec. și deplasarea de ± 100 mm. Se constată faptul că, spre deosebire de caracteristica dată de amortizor, această caracteristică este una liniară, dezvoltând, pe aceeași distanță și forțe mult mai mari. Este evident că acest fapt se datorează caracteristicii arcului care este predominant în raport cu amortizorul, acesta din urmă având doar rolul de frânare a vitezei de deplasare a arcului.

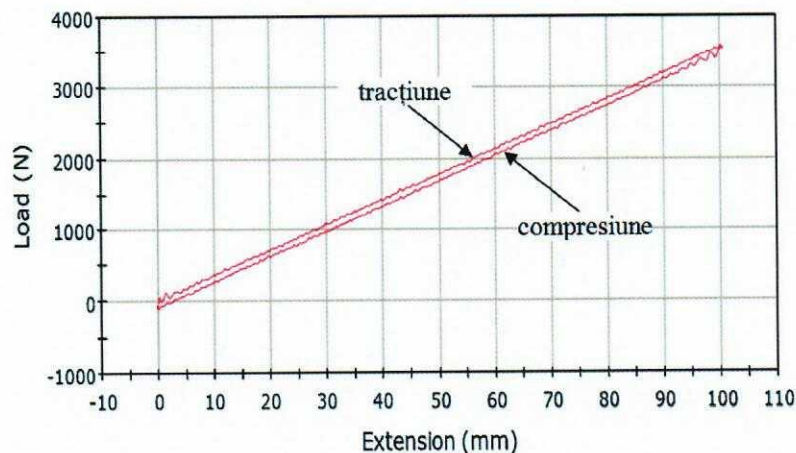


Fig. 7.35. Diagrama forță – deplasare; cursa 100 mm viteza 50 mm/sec

În continuare, în *figurile 7.36÷7.39* sunt prezentate caracteristicile forță – deplasare și pentru alte viteze de solicitare, respectiv 60 mm/sec., 75 mm/sec., 85 mm/sec. și 100 mm/sec. Nu se constată modificări semnificative ale valorilor forțelor maxime în raport cu diferitele viteze de solicitare. Totuși, pe măsură ce viteza crește se observă deviații din ce în ce mai mari de la liniaritatea caracteristicii. Pe de altă parte, tot cu creșterea vitezei de solicitare se constată că la partea superioară a solicitării apar diferențe mai mari între zona supusă la tracțiune (curba superioară) și zona supusă la compresiune (curba inferioară).

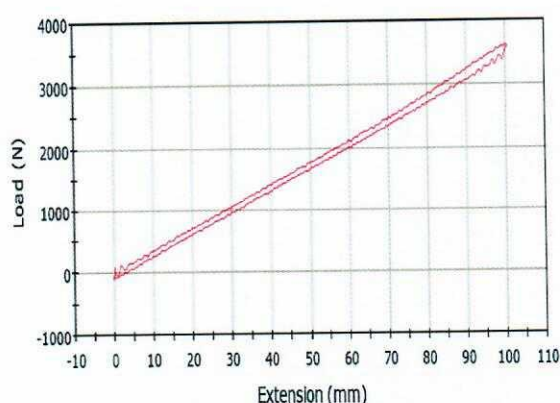


Fig. 7.36. Diagrama F-d; d= 100 mm, V= 60 mm/sec.; **Fig. 7.37.** Diagrama F-d; d= 100 mm v= 75 mm/sec

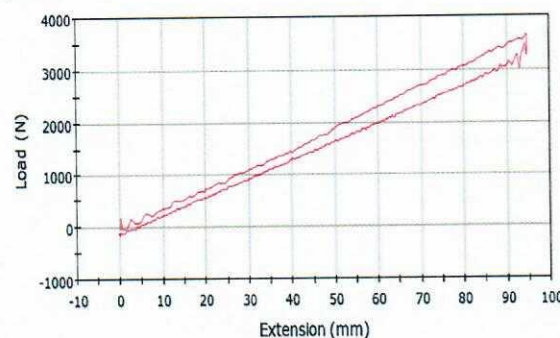
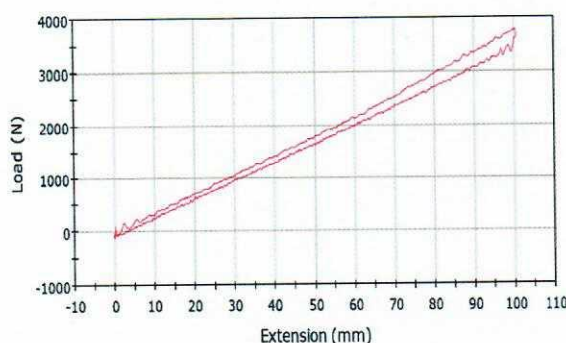


Fig. 7.38. Diagrama F-d; d= 100 mm V= 85 mm/sec.; **Fig. 7.39.** Diagrama F-d; d= 100 mm V= 100 mm/sec

În *figura 7.40*, pentru o mai bună comparare, sunt trasate toate caracteristicile prezentate în *figurile 7.35÷7.39*. Din *figura 7.40* se observă că diferențierea între caracteristicile forță – deplasare trasate pentru diferite forțe de solicitare se face doar pentru zona de tracțiune – superioară. În acest grafic s-a trasat și caracteristica pentru viteza de 130 mm/sec. care, din considerente ce țin de mașina de încercat, s-a putut trasa doar până la deplasarea de 75 mm. De altfel, și caracteristica la viteza de 100 mm s-a trasat, din aceleași considerente, doar până la deplasarea de 95 mm. Pentru aceste din urmă caracteristici, în zona de trecere de la solicitarea de tracțiune la cea de compresiune se înregistrează anumite vârfuri ale valorilor forțelor rezistente. Așa cum s-a mai arătat, caracteristica forță-deplasare devine mai lată în zona forțelor maxime, pentru viteze mai mari de solicitare.

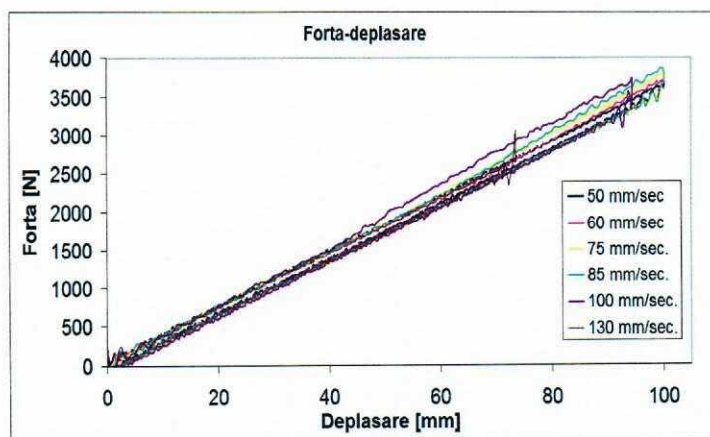


Fig. 7.40. Diagrama forță – deplasare la viteze diferite

S-au efectuat, în continuare, solicitări repetate asupra suspensiei prezentată în *figura 7.34*. În *figura 7.41* sunt prezentate curbele caracteristice obținute la efectuarea a trei curse, pe distanță de ± 75 mm, cu viteza de 50 mm/sec. În această figură se observă o „îngustare” a domeniului spre forțele mai mici. Această „îngustare” este indusă de partea de tracțiune.

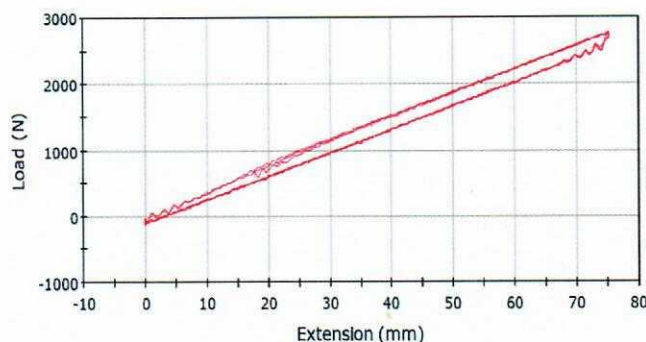


Fig. 7.41. Diagrama forță – deplasare; 3 curse la 50 mm/sec

Aceeași „îngustare” se poate observa și din graficul trasat în *figura 7.42* la care s-au efectuat 5 cicluri de încercare la o viteză de 75 mm/sec. Observația care trebuie făcută aici este că această „îngustare” apare, în acest caz, începând cu cel de-al doilea ciclu de solicitare. Se mai constată, atât la viteza de 50 mm/sec. cât și la viteza de 75 mm/sec., că, după al doilea ciclu de solicitare curbele prezintă exact aceeași variație, apărând o stabilizare a caracteristici forță – deplasare.

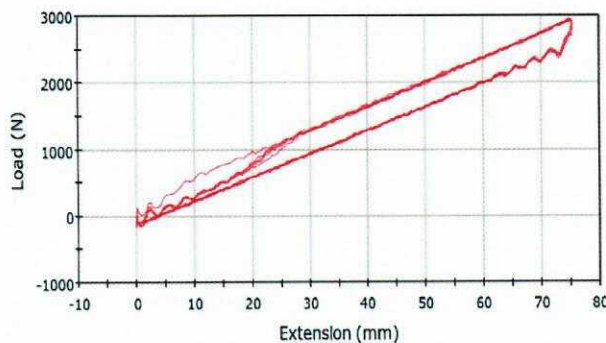


Fig. 7.42. Diagrama forță – deplasare; 5 curse la 75 mm/sec

În figura 7.43 sunt suprapuse graficele din figurile 7.41 și 7.42 pentru a se putea observa eventualele diferențe date de vitezele diferite de solicitare. Se remarcă faptul că, la viteză mai mare de solicitare, forța dezvoltată de sistemul de suspensie este mai mare.

În figura 7.44 sunt trasate doar zonele de tracțiune pentru două viteze diferite de solicitare, respectiv 50 mm/sec. și 130 mm/sec. Se constată că nu există diferențe semnificative între pantele dreptelor care aproximează variația la tracțiune dată de caracteristica forță – deplasare.

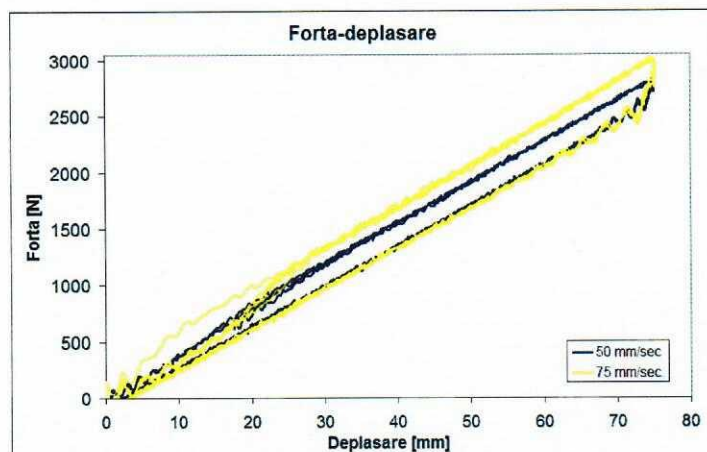


Fig. 7.43. Diagrama forță – deplasare la viteze diferite și solicitări multiple

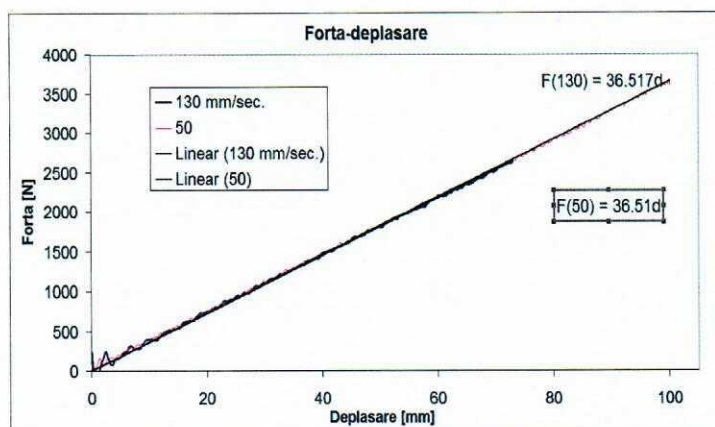


Fig. 7.44. Diagrama forță – deplasare (liniarizare)

7.9. Concluzii

Scopul acestei lucrări este de a determina caracteristicile forță – deplasare pentru amortizoarele față, respectiv spate, și pentru suspensia formată din arc și amortizor. Lucrarea a pornit de la ideea posibilității îmbunătățirii unor amortizoare existente și de a se constata variațiile în ceea ce privește forțele introduse și dezvoltate de amortizor, în anumite condiții de exploatare: viteze diferite și curse diferite. Caracteristici mai bune pentru amortizoare presupune creșterea forțelor dezvoltate la viteze din ce în ce mai mari de solicitare. Se menționează că vitezele de solicitare depind în mod direct de viteza de rulare a vehiculului

precum și de mărimea denivelării întâlnite. În orice caz, aceste viteze sunt cunoscute și sunt impuse de practica inginerescă.

În lucrarea de față se prezintă încercările și rezultatele obținute la solicitarea de tracțiune-compresiune a două tipuri de amortizoare auto la diverse viteze de deplasare. Rezultatele obținute sunt prezentate sub forma unor grafice forță-deplasare care sunt sugestive în ceea ce privește alura acestora precum și mărimea forțelor în raport cu viteza de deplasare.

Pe de altă parte, s-au trasat caracteristicile forță – deplasare și pentru suspensia spate a unui automobil, respectiv arc + amortizor și s-au făcut comparații între răspunsul doar al amortizorului și răspunsul întregii suspensii, respectiv arc + amortizor.

Pentru încercări s-au utilizat două tipuri de amortizoare, un amortizor pentru spate iar celălalt amortizor pentru față. S-au efectuat încercări cu viteze diferite pentru cursa de ± 100 mm. Vitezele de încercare au fost următoarele: 0,05 m/sec; 0,13 m/sec; 0,26 m/sec; 0,39 m/sec și 0,52 m/sec. Încercările au fost efectuate pe mașina INSTRON 8801, utilizând programul „edit profile” pentru stabilirea modalității de solicitare și a vitezelor de încercare. Amortizorul față a fost încercat cu prinderea directă în bacuri.

Amortizor față

Pentru comportarea amortizorului față la solicitarea de tracțiune – compresiune putem trage următoarele concluzii:

- forțele cresc pe măsură ce crește viteza de încercare;
- la viteze mai mari nu se constată totuși o diferențiere semnificativă între valorile forțelor pentru aceeași deplasare;
- în momentul șocului amortizorul răspunde destul de prompt cu creșterea aproape bruscă a forței preluate;
- același lucru se întâmplă la inversarea solicitării, din tracțiune în compresiune sau invers;
- forțele dezvoltate la compresiune sunt mai mici, în cazul acestui amortizor decât cele dezvoltate la tracțiune;
- pentru vitezele de 50 și 130 mm/sec. forțele se plasează încă de la început la valoarea maximă, spre deosebire de celelalte viteze la care forțele trec mai întâi printr-o valoare intermediară (viteza 260 mm/sec) sau cresc direct din zero (320 și 520 mm/sec.);
- pe parcursul încercării, valorile forțelor se stabilizează pe un palier, atât la tracțiune cât și compresiune;
- la trecerea bruscă de la compresiune la tracțiune se constată a anumită rotunjire a caracteristicii forță – deplasare, spre partea de tracțiune, care a fost a doua solicitare. Probabil că dacă prima solicitare era de tracțiunea, aceeași rotunjire s-ar fi observat în această parte.

Amortizor spate

Pentru comportarea amortizorului spate la solicitarea de tracțiune – compresiune putem trage următoarele concluzii:

- la viteza de 50 mm/sec. forța la tracțiune este mult mai mică decât în celelalte cazuri;
- pentru celelalte viteze de solicitare, forțele cresc, în general, în raport cu viteza de solicitare;

- forțele dezvoltate la tracțiune sunt cu mult mai mari decât cele dezvoltate la compresiune;
- apar diferențe în ceea ce privește variația forței la începutul încercării pentru diferite viteze de solicitare;
- se observă diferențe de variație și la trecerea de la solicitarea de tracțiune la cea de compresiune, solicitarea de tracțiune fiind prima efectuată;
- pentru toate vitezele de încercare se observă fluctuații majore în variația forței la începutul solicitării, care, în acest caz a fost de tracțiune;
- la unele viteze (260 mm/sec. și 520 mm/sec.) se observă fluctuații și la revenirea solicitării spre zero, după efectuarea întregului ciclu de tracțiune-compresiune.

Comparații între amortizorul față și amortizorul spate

Se constată o asemănare a variației forței în raport cu deplasarea, între amortizorul față și amortizorul spate. Alte câteva comparații sunt prezentate în cele ce urmează:

- la viteza de 50 mm/sec. forțele dezvoltate sunt cele mai mici, indiferent de tipul amortizorului sau dacă solicitarea a fost de tracțiune sau compresiune;
- pentru solicitare de tracțiune se observă o aceeași variație a forței pentru ambele amortizoare, față – spate, respectiv, forța înregistrează un minim la valoarea vitezei de încercare de 260 mm/sec.;
- o aceeași tendință de scădere a forței se observă și pentru curbele de compresiune din figura 7.43, cu precizarea că în acest caz se produce o scădere continuă a forței după viteza 260 mm/sec.

Suspensie spate

Se remarcă faptul că, spre deosebire de caracteristica dată de amortizor, caracteristica dată de suspensie este una liniară, dezvoltând, pe aceeași distanță și forțe mult mai mari. Este evident că acest fapt se datorează caracteristicii arcului care este predominant în raport cu amortizorul, acesta din urmă având doar rolul de frânare a vitezei de deplasare a arcului.

Nu se constată modificări semnificative ale valorilor forțelor maxime în raport cu diferitele viteze de solicitare. Totuși, pe măsură ce viteza crește se observă deviații din ce în ce mai mari de la liniaritatea caracteristicii. Pe de altă parte, tot cu creșterea vitezei de solicitare se constată că la partea superioară a solicitării apar diferențe mai mari între zona supusă la tracțiune (curba superioară) și zona supusă la compresiune (curba inferioară).

Diferențierea între caracteristicile forță – deplasare trasate pentru diferite forțe de solicitare se face doar pentru zona de tracțiune – superioară. În zona de trecere de la solicitarea de tracțiune la cea de compresiune se înregistrează anumite vârfuri ale valorilor forțelor rezistente. Așa cum s-a mai arătat, caracteristica forță-deplasare devine mai lată în zona forțelor maxime, pentru viteze mai mari de solicitare.

La solicitările repetate ale suspensiei se remarcă o „îngustare” a domeniului spre forțele mai mici. Această „îngustare” este indusă de partea de tracțiune. Se mai constată, atât la viteza de 50 mm/sec. cât și la viteza de 75 mm/sec., că după al doilea ciclu de solicitare curbele prezintă exact aceeași variație, apărând o stabilizare a caracteristicii forță – deplasare.

Se constată și faptul că, la viteze mai mare de solicitare, forțele dezvoltată de sistemul de suspensie sunt mai mari.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Cs. Antonya, P. Alexandru, G. Andreica, Linearization of the dynamic model of a double wishbone automotive suspension. Research and development in mechanical industry RaDMI, vol. 2, Vrnjacka Banja, Iugoslavia, pp. 567-570, 2002.
- [2]. E. Eich-Soellner, C. Fuhrer, Numerical Methods in Multibody Dynamics. B. G. Teubner, Germania, 1998.
- [3]. Gh. Frățilă, Gh., ș.a, Automobile. Cunoaștere, întreținere și exploatare, Editura didactică și pedagogică, București, pag.455, 2001.
- [4] C. Corba, Cercetări privind ameliorarea constructivă și tehnologică a subansamblelor din suspensia autovehiculelor, Teza de doctorat, Oradea, 2011.
- [5] www.wikipedia.org.
- [6]. www.didactic.ro/files/13/0modulul_iv.doc.

.

ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE ÎN INGINERIA MECANICĂ

- LABORATOR 8 -

MATRICEA DE RISC – PROCEDEU DE LUCRU ȘI EXEMPLE DE APLICARE

8.1. Introducere**8.2. Clase de probabilitate și consecințe în cadrul matricei de risc****8.3. Niveluri de risc determinate pe baza matricei de risc****8.4. Exemple de aplicare a metodologiei de tip matrice de risc**

8.1. Introducere

În prezenta lucrare sunt prezentate aspecte teoretice și practice privind posibilitatea de analiză a riscului pe baza procedurii intitulat „Matricea de risc”.

Matricele de risc furnizează un cadru simplu în vederea determinării riscului urmărind în mod expres frecvența de manifestare a riscului și consecințele pericolelor. Acest lucru poate fi folosit pentru clasifica evenimentele avute în vedere în ordinea importanței, eliminându-le pe cele nesemnificative sau pentru a evalua necesitatea de reducere a riscului pentru fiecare pericol. Această metodologie folosește o matrice în care dimensiunile sunt: frecvența (sau probabilitatea sau severitatea) și consecințele (sau efectele sau gravitatea). În mod normal, fiecare dintre aceste categorii poate avea de la 3 la 10 clase. Există puține standardizări în materie privind dimensiunea matricei, etichetarea axei, etc. Matricea de risc dă o anumită formă de evaluare sau de clasificare a riscului pornind de la un anumit pericol. Uneori, utilizează definiții cantitative a probabilității de manifestare și categorii de consecințe. Se pot utiliza, de asemenea, indicii numerice pentru clasele de probabilitate și consecințe (de exemplu de la 1 la 5) și apoi se adaugă frecvența și perechi de consecințe pentru a clasifica riscurile fiecărui pericol pentru fiecare casetă din matricea de risc. În termenii acestei abordări, acest lucru nu constituie o cuantificare (semi sau completă), iar tehnica este încă clasificată ca fiind o analiză cantitativă.

Analiza utilizează un formular care începe cu o listă sistematică a tuturor componentelor din sistem, și, de obicei, include: denumirea componentei, funcția componentei, modurile posibile de defectare, cauzele defectării, cum sunt detectate defectele, efectele defecțiunii sistemului primar, efectele defecțiunii altor componente, acțiuni de prevenire/reparare necesare, frecvența defecțiunilor, gradul de severitate al defecțiunii. Defecțiunile sunt apreciate ca fiind critice în cazul în care acestea au o frecvență ridicată. În aceste cazuri, pot fi luate în considerare măsuri speciale de protecție.

În esență, analiza constă în separarea componentelor principale și a cerințelor de funcționare ale dispozitivului și evaluarea potențialelor pericole legate de acestea. La efectuarea unei

analize preliminare a riscurilor se recomandă: luarea în calcul a tuturor scenariilor și situațiilor care pot conduce la apariția unui pericol; evaluarea potențialelor consecințe și dezvoltarea unei strategii de management a riscului. Aceste strategii ajută la proiectarea unui produs mai sigur, mai eficient și mai ieftin. Analiza scenariilor se face în funcție de gravitatea pericolului. Dacă nu există suficiente detalii care să permită o analiză aprofundată, se pot face comparații cu produse similare și pot fi analizate rapoarte referitoare la acestea. Un rezultat nesatisfăcător al analizei determină schimbări majore în design-ul produsului. Scopul este eliminarea pericolelor cu un grad ridicat de risc și reducerea, pe cât posibil, a pericolelor cu grad mediu și scăzut de risc. În timpul prototipizării se pot efectua analize ale riscului sau a pericolului, mult mai detaliate.

Analiza riscului este o problemă de mare complexitate și dificultate. Identificarea disfuncțiilor posibile, implicate în exploatarea echipamentelor tehnologice moderne, necesită o analiză sistematizată și riguroasă a structurii sistemelor tehnice / tehnologice investigate, în sensul evidențierii subsistemelor componente și a studierii caracteristicilor constructive și funcționale ale acestora. Acest deziderat conturează caracterul analitic al analizei riscului.

În concluzie matricea de risc este o sistematizare a analizelor de risc disponibile, reprezentate prin intermediul unei maniere pur matematice, prin intermediul căreia se poate stabili o legătură direct între frecvența și probabilitatea apariției unui risc și măsurile care sunt necesare pentru prevenirea și gestionarea accidentelor de diverse tipuri.

În cadrul acestei lucrări se prezintă mai multe exemple de aplicare a metodologiei de tip matrice de risc. Unele dintre exemple sunt preluate din literatura de specialitate, altele sunt proprii. În orice caz, la fiecare dintre aceste exemple trebuie să se cunoască următoarele aspecte: configurația produsului/ansamblului, modul de funcționare a acestuia, părțile lui componente precum și posibilitățile de defectare. În lucrare se prezintă trei exemple proprii de aplicare a metodologiei de tip matrice de risc, pentru: volantă bimasică, turbocompresor și sistem de transmisie automobil. Având în vedere ultima observație de la paragraful anterior, în cadrul acestei lucrări se prezintă, în detaliu, posibilitățile de defectiune/deteriorare/cedare, pentru fiecare din produsele menționate. În aceste condiții, este mult mai ușor de vedea care sunt cauzele ce conduc la defect. Dat fiind faptul că aplicarea matricei de risc presupune și acțiuni corective, prin punerea în evidență a posibilelor cedări, se poate face apoi o matrice de risc corectată pe baza măsurilor de prevenție a apariției defectelor.

În cadrul unui sistem și între sub-sistemele sale există interacțiuni ce prezintă risc, respectiv între elementele funcționale și fizice de diferite dimensiuni, cum ar fi de interacțiune fizică, schimbul de informații, transfer de material și schimb de energie. Aceste interacțiuni sunt de complexitate multidimensională, și astfel, în cadrul managementului convențional nu pot fi cuprinse în totalitate. Astfel, în aceste cazuri, sunt propuse tehnici alternative de reprezentare și analiză a sistemului – utilizându-se, în special, structuri sub formă de matrice și grafice ce utilizează logica fuzzy, pentru a gestiona riscul și a menține sub control interacțiunile nesigure și imprecise.

Riscul se poate exprima prin următoarea relație:

$$\text{Risc} = \frac{\text{Pericol}}{\text{măsuri de protecție}}$$

Riscul nu este niciodată 0 dacă creștem măsurile de protecție, atâta timp cât hazardul este prezent. Riscul reprezintă de asemenea produsul dintre probabilitate și consecință. Un risc reprezintă totalul pericolelor care contribuie la acesta. În termeni uzuali, riscul se deduce din răspunsul la întrebările: cât de probabil este să se întâmple și cât de rău ar fi dacă s-ar întâmpla?

Nu există sistem în care să fie exclus complet pericolul potențial, apărând întotdeauna un risc „rezidual”, fie și numai datorită imprevizibilității acțiunii omului.

Dacă nu se fac intervenții corectoare pe parcurs, acest risc rezidual crește, pe măsură ce elementele sistemului se degradează. Ca urmare, sistemele pot fi caracterizate prin „niveluri de securitate”, respectiv „niveluri de risc”, pe bază de indicatori cantitativi ai stărilor de securitate, respectiv de risc.

8.2. Clase de probabilitate și consecințe în cadrul matricei de risc

În funcție de efectul lor, riscurile pot fi clasificate în următoarele categorii:

- riscuri reduse (obișnuite sau triviale), care pot avea o frecvență mare de apariție, dar pot fi suportate fără dificultate;
- riscuri moderate, care au o frecvență medie de apariție și pot fi gestionate cu anumite costuri;
- riscuri ridicate (critice sau majore), care au o frecvență mică de apariție, însă cu efecte nedorite; este necesară gestionarea atentă a acestora, pe o perioadă mai lungă de timp;
- riscuri inacceptabile, care sunt cele mai rare dar cu efecte foarte periculoase.

Rezultatul de bază al unei evaluări de risc, bazat pe evaluările inspecției In-Service referitoare la o componentă industrială, se poate exprima în termenii unei matrice de risc. O matrice de risc pentru un reactor al centralei electrice nucleare este următoarea:

Tab. 8.1. Matricea de risc simplificată pentru reactorul unei centrale nucleare

Matricea de risc		Categorii de consecințe Potențialul de topire a nucleului			
		Fără	Scăzut	Mediu	Ridicat
Categoria degradare	Înalt	RS	RM	RR	RR
Potențial sever de spargere/ruptură	Mediu	RS	RS	RM	RR
	Scăzut	RS	RS	RS	RM

RR- Risc Ridicat; RM - Risc Mediu; RS - Risc Scăzut

Matricea de risc din *tabelul 8.1* definește:

- 3 categorii bazate pe **experiența anterioară** a potențialului relativ de cedare, care derivă dintr-o cuantificare fundamentală a frecvențelor de cedare ale componentei;
- 4 categorii bazate pe **predicția** potențialului relativ de cedare, care derivă dintr-o cuantificare fundamentală a probabilităților condiționate ale unei degradări severe, dacă se produce o cedare a componentei postulate.

Orice activitate, respectiv orice decizie, implică un risc care trebuie apreciat/măsurat prin calculul unei probabilități privind apariția pierderilor, neobținerea performanțelor

(beneficiu/profit) dorite. Una dintre metodele de analiză a riscului este matricea de risc ce are ca scop stabilirea categoriei de impact al riscului: scăzut, mediu sau ridicat. Această metodă constă din încadrarea riscului considerat în cinci clase referitoare la probabilitatea de apariție (*tabelul 8.2*) și în cinci clase privind consecințele riscului (*tabelul 8.3*).

Tab. 8.2. Clasele privind probabilitatea de manifestare a riscului

Clasa	Valoarea estimată a probabilităților	Interpretarea probabilității	Caracterizarea probabilității	Caracterizarea nivelului
1	(0 – 10)%	foarte puțin probabil ca riscul să se producă	foarte mic	suficient de prevenit
2	(11 – 40)%	puțin probabil ca riscul să se producă	scăzută	este prevenit
3	(41 – 60)%	chiar probabil ca riscul să se producă	modestă	se poate preveni cu acțiuni suplimentare
4	(61 – 90)%	probabil ca riscul să se producă	mare	nu se poate preveni, se impune o altă abordare
5	(90 – 100)%	foarte probabil ca riscul să se producă	foarte mare	nu se poate preveni, nu sunt alternative

Tab. 8.3. Clasele privind consecințele/impactul/gravitatea

Clasa	Efect	Definire	Nivel tehnic	Nivel program	Nivel cost
1	neglijabil	Dacă riscul se produce, atunci nu vor fi efecte, se îndeplinesc toate cerințele.	- minim - fără impact	- minim - fără impact	- minim - fără impact
2	minor	Dacă riscul se produce atunci vor apărea creșteri minime.	- moderat - reduceri minime	- activități suplimentare - se pot rezolva	- bugetul crește cu până la 5%
3	moderat	Dacă riscul se produce, atunci programul va înregistra creșteri modeste.	- modest - reduceri	- se depășește termenul cu o lună	- bugetul crește între 5 – 7%
4	serios	Dacă riscul se produce, atunci programul va înregistra creșteri majore.	- reduceri majore	- impact critic	- bugetul crește între 7 – 10%
5	critic	Dacă riscul se produce, atunci programul va eșua.	- inacceptabil	- nu se poate realiza	- bugetul crește cu

În conformitate cu clasa aleasă, se consideră o valoare P_a pentru probabilitatea de apariție a riscului. Determinarea consecințelor riscului se face pe baza experienței, cu aplicație pentru costurile concrete, respectiv problemele tehnice și de planificare specifice proiectului. Clasa determinată pentru nivelul probabilității de apariție și clasa consecințelor determină categoria impactului riscului asupra scopului (țintei) prin folosirea diagramei riscului, *figura 8.1*.

Dacă luăm în considerare toate combinațiile posibile ale claselor de probabilitate și consecințe, obținem o matrice $M_{p,c}$ cu 5 linii – p, care vor reprezenta clasele de probabilitate de apariție, și 5 coloane – c, respectiv clasele de consecințe:

$$M_{p,c} = \begin{bmatrix} a_{11} & \cdots & a_{15} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{51} & \cdots & a_{55} \end{bmatrix} \quad (8.1)$$

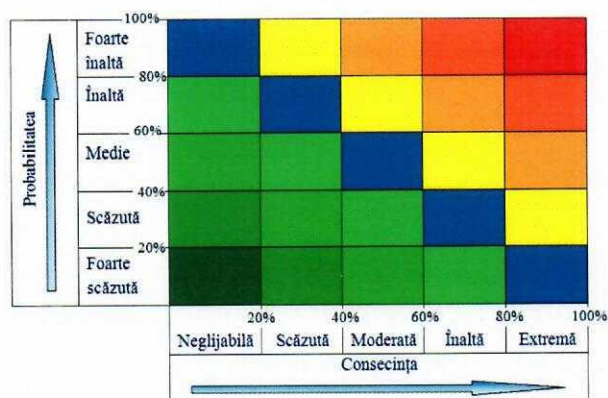


Fig. 8.1. Diagrama (matricea) de risc

8.3. Niveluri de risc determinate pe baza matricei de risc

Riscul a fost definit prin probabilitatea cu care, în cadrul unui sistem, se produce un eveniment nedorit, cu o anumită frecvență și gravitate a consecințelor (*a se vedea și notele de curs*). Dacă admitem un anumit risc, putem să-l reprezentăm, în funcție de probabilitatea de producere și gravitatea consecințelor, prin suprafața unui dreptunghi R_1 , dezvoltat pe verticală; rezultă că aceeași suprafață poate fi exprimată și printr-un pătrat R_2 sau printr-un dreptunghi R_3 extins pe orizontală (*figura 8.2*).

În toate cele trei cazuri riscul este la fel de mare. În consecință, putem atribui unor cupluri probabilitate-gravitate diferite, același nivel de risc. Dacă unim cele trei dreptunghiuri printr-o linie trasată prin vârfurile care nu sunt pe axele de coordonate, obținem o curbă cu alură de hiperbolă, care descrie legătura dintre cele două variabile: probabilitate - gravitate. Pentru reprezentarea riscului funcție de probabilitate și gravitate, standardul CEN-812/85 definește o astfel de curbă drept „curbă de acceptabilitate a riscului” (*figura 8.3*).

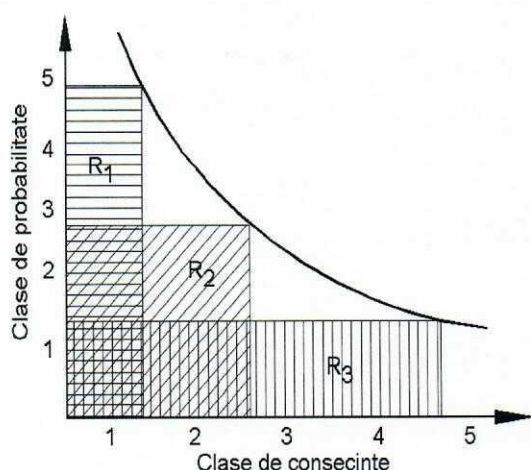


Fig. 8.2. Reprezentarea grafică a echivalenței riscurilor caracterizate prin cupluri diferite de probabilitate - gravitate

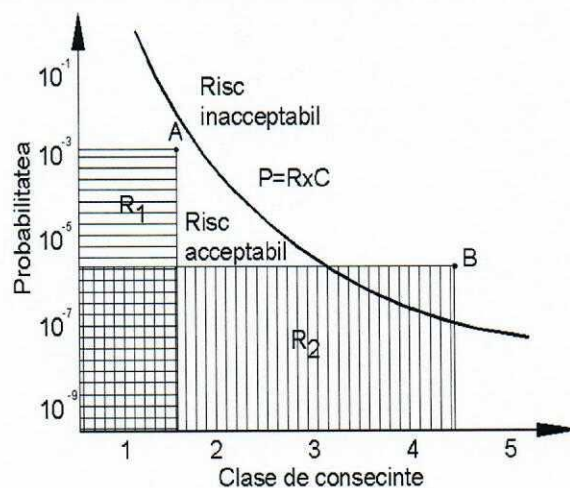


Fig. 8.3. Curbă de acceptabilitate a riscului

Curba din *figura 8.3* permite diferențierea între riscul acceptabil și cel inacceptabil. Astfel, riscul de producere a unui eveniment A, cu consecințe grave, dar frecvență foarte mică, situat sub curba de acceptabilitate, este considerat acceptabil, iar riscul evenimentului B, cu consecințe mai puțin grave, dar cu o probabilitate mai mare de apariție, ale cărui coordonate se situează deasupra curbei, este inacceptabil.

De exemplu, în cazul unei centrale atomice se iau astfel de măsuri încât riscul unui eveniment nuclear – fie el riscul evenimentului A – este caracterizat printr-o gravitate extremă a consecințelor, dar de o probabilitate de producere extrem de mică. Din cauza frecvenței foarte reduse de apariție, activitatea este considerată sigură și riscul acceptat de societate.

În schimb, dacă pentru riscul evenimentului B luăm ca exemplu accidentul rutier din activitatea unui conducător auto, deși acest tip de eveniment provoacă consecințe mai puțin grave decât un accident nuclear, probabilitatea de producere este atât de mare (frecvență foarte ridicată), încât locul de muncă al șoferului este considerat nesigur (risc inacceptabil).

Orice studiu de securitate are drept obiectiv stabilirea riscurilor acceptabile. O asemenea tratare a riscului ridică două probleme:

- cum se stabilesc coordonatele riscului: cuplul probabilitate-consecințe;
- ce coordonate ale riscului se vor alege pentru a delimita zonele de acceptabilitate de cele de inacceptabilitate.

Pentru a le rezolva, premiza de la care se pornește în elaborarea metodei de evaluare a fost relația risc – factor de risc.

8.4. Exemple de aplicare a metodologiei de tip matrice de risc

8.4.1. Matricea de risc - metodologie specifică de analiză a factorilor de risc pentru un scaun de deplasare, cu acționare electrică.

Produsele, aparatele, dispozitivele construite în zona ingineriei reabilitării urmăresc atingerea unor valori optime pentru cei patru parametri vitali: capacitatea morfo-funcțională, starea psihică, pregătirea profesională și condiția socială.

Ingineria reabilitării presupune utilizarea științei și tehnologiei în vederea ameliorării pierderilor funcționale ale persoanelor ce prezintă handicap sau/și disfuncționalități. Ingineria reabilitării, bazată pe tehnologia de asistare, definește activitățile de proiectare, realizare sau selecție a celor mai potrivite dispozitive, aparate și tehnici de asistare sau de înlocuire a unor funcții afectate, pentru fiecare persoană cu funcții motorii sau senzoriale diminuate.

Înainte realizării unui model final al unui produs, se face o analiză preliminară pentru determinarea principalelor pericole asociate produsului respectiv. În esență, analiza constă în separarea componentelor principale și a cerințelor de funcționare ale dispozitivului și evaluarea potențialelor pericole legate de acestea. De exemplu, componentele dispozitivului se referă la: materiale metalice, sisteme de monitorizare și control, interfața om - mașină, diferite servicii și facilități, mediul de funcționare, etc. Pericolele semnificative care ar trebui

analizate sunt: toxicitatea, inflamabilitatea, reactivitatea materialelor; sensibilitatea la factorii de mediu (temperatură, umiditate), pericole legate de componentele mecanice sau electronice; factorii umani asociați cu interfața de comunicare om-mașină.

La efectuarea unei analize preliminare a riscurilor se recomandă: luarea în calcul a tuturor scenariilor și situațiilor care pot conduce la apariția unui pericol; evaluarea potențialelor consecințe și dezvoltarea unei strategii de management a riscului. Aceste strategii ajută la proiectarea unui dispozitiv mai sigur, mai eficient și, eventual, mai ieftin. Analiza scenariilor se face în funcție de impactul și/sau gravitatea consecințelor. Dacă nu există suficiente detalii care să permită o analiză aprofundată, se pot face comparații cu dispozitive similare și pot fi analizate rapoarte referitoare la acestea.

Un rezultat nesatisfăcător al analizei determină schimbări majore în design-ul dispozitivului. Scopul este eliminarea pericolelor cu un grad ridicat de risc și reducerea, pe cât posibil, a pericolelor cu grad mediu și scăzut de risc. În timpul prototipizării se pot efectua analize ale riscului sau ale pericolului mult mai detaliate. În acest stadiu al proiectării sunt la îndemână modelele 3D, principalele caracteristici de funcționare fiind definite.

Scaunele de deplasare, sunt mijloace de restituire a mobilității, destinate persoanelor cu afecțiuni la nivelul membrelor inferioare (amputații, paralizii etc.), *figura 8.4.*



Fig. 8.4. Tipuri de scaune de deplasare acționate electric

Scopul primar al analizei factorilor de risc pentru un produs specific ingineriei reabilitării îl constituie identificarea din timp a caracteristicilor necorespunzătoare ale produsului respectiv, care pot influența nefavorabil siguranța în exploatare și performanțele acestuia, afectând negativ eficiența procesului de reabilitare. Odată identificate, aceste caracteristici trebuie eliminate, sau **efectele lor minimizate**, prin modificări atât în proiectare cât și în fabricație, înainte ca produsul să fie comercializat.

Identificarea potențialelor pericole

Pe baza analizei funcționării acestui produs reprezentativ pentru Ingineria Reabilitării, au fost identificate următoarele pericole legate de:

- sursa de energie:
a₁ - electrocutare; **a₂** - scurt-circuit;
- factori de natură biologică:
b₁ - incomoditate; **b₂** - amortțirea mâinilor; **b₃** - iritații; **b₄** - disconfort datorat vibrațiilor în timpul rulării;
- mediul înconjurător:

c_1 - trotuare; c_2 - traficul de mașini și persoane; c_3 - pietriș;
 c_4 - accesul în clădiri și mijloace de transport în comun;
 c_5 - condiții meteo (ploaie, ninsoare, vânt, îngheț, etc.);

- folosirea inadecvată a dispozitivului;

d_1 - viteză neadaptată în timpul rulării;

- interfața om - mașină;

e_1 - poziționare incomodă a sistemului de comandă;
 e_2 - complexitate în design; e_3 - instruire inadecvată a utilizatorului;

- defectarea, întreținerea defectuoasă și uzura dispozitivului;

f_1 - frâne; f_2 - cadru; f_3 - baterii; f_4 - anvelope.

Atribuirea gradului de severitate a riscului pentru fiecare defecțiune/pericol în parte se face cu ajutorul matricei de risc din *figura 8.5*. Criteriul de poziționare în matricea de risc, ține seama de doi factori principali: gradul de severitate și probabilitatea de apariție. Acești factori sunt ordonați crescător de la stânga la dreapta, respectiv de jos în sus.

Severitățile, bazate pe impactul pericolelor potențiale, sunt următoarele:

- catastrofal – pierderea vieții;
- critic – accident grav;
- major – accident-serios, defecțiune gravă - nefuncționare, inconvenient major;
- marginal - accident minor, defecțiune cu funcționare, inconvenient cu posibilitate de deplasare în continuare;
- neglijabil – defecțiune minoră cu funcționare, inconvenient minor.

Probabilitatea de apariție	Foarte des		b_4			
	Frecvent	b_1	b_2, c_4	b_3, c_1	f_1	
	Ocazional	e_3	c_3, c_5	a_2, f_3	d_1	c_2
	Singular	e_2	e_1, f_4, a_1	f_2		
	Improbabil					
		Neglijabil	Marginal	Major	Critic	Catastrofal
Gradul de severitate (consecințe)						

Fig. 8.5. Matricea de risc pentru scaunul de deplasare

Matricea cuprinde trei zone principale, după cum urmează: zona verde (zonă acceptată), zona galbenă, (zonă nedorită), zona roșie (zonă intolerabilă). Prin implementarea măsurilor de corectare/prevenire se urmărește trecerea, din zona roșie spre zonele galben și verde, a tuturor factorilor de risc.

Măsuri aplicate în vederea diminuării gradului de risc

În funcție de pericolele potențiale identificate mai sus, propunem următoarele soluții de reducerea a gradului de severitate al acestora:

a₁ → izolarea eficientă a conductorilor; → mascarea instalației electrice.

a₂ → asigurarea etanșeității spațiului de amplasare pentru baterie, în vederea împiedicării pătrunderii apei; → folosirea de materiale izolatoare termorezistente și rezistente la solicitări mecanice.

b₁ → proiectarea unui sistem reglabil pentru șezut și spătar.

b₂ → poziționare eficientă a interfeței om-mașină.

b₃ → folosirea unor materiale neiritabile pentru piele, care să împiedice transpirarea excesivă; → sistem de ventilație încorporat în spătar și șezut.

b₄ → suspensii reglabile în funcție de teren.

c₁ → adaptarea dimensiunilor roților la valorile standardizate privind înălțimea bordurilor și trotuarelor.

c₂ → aplicarea de marcaje reflectorizante (pe roți, în zona frontală și spate); → sistem de semnalizare acustic și vizual; → minimizarea pe cât posibil a gabaritului; → prevederea de piste speciale pentru acest tip de vehicul.

c₃ → cauciucuri cu balonaj mare, cu suprafața de rulare cu striății.

c₄ → posibilitate de ancorare în cazul transportului în comun.

c₅ → sistem de încălzire în spătar și șezut; → cauciucuri de iarnă; → materiale inoxidabile; → acoperiș;

d₁ → limitator automat de viteză.

e₁ → posibilitate de reglare a poziției pe două axe.

e₂ → design simplu și fiabil (joystick); → posibilitate de blocare pe o anumită poziție; → interschimbabilitate ușoară în caz de defectare; → posibilitate de montare pentru ambele mâini.

e₃ → curs de instruire imediat după achiziționare.

f₁ → sistem suplimentar de frânare în caz de urgență.

f₂ → materiale ușoare, rezistente, inoxidabile; → muchii rotunjite.

f₃ → sistem de avertizare luminos privind gradul de încărcare al bateriei.

f₄ → cauciucuri rezistente la uzură și perforare, cu aderență ridicată.

În urma implementării măsurilor de corectare/prevenire, enumerate mai sus, s-a reușit eliberarea zonei roșii (intolerabilă) de potențialii factori de risc (*figura 8.6*), iar numărul factorilor de risc din zona verde a crescut semnificativ.

Probabilitatea de apariție	Foarte des					
	Frecvent					
	Ocazional	b ₁	b ₂ , c ₄	c ₁		
	Singular	e ₃ , b ₄	c ₃ , f ₃ , c ₅	a ₂ , b ₃	c ₂ , f ₁	
	Improbabil	e ₂	e ₁ , f ₄ , a ₁	f ₂	d ₁	
		Neglijabil	Marginal	Major	Critic	Catastrofal
Gradul de severitate (consecințe)						

Fig. 8.6. Matricea de risc pentru scaunul de deplasare, după implementarea măsurilor de corectare/prevenire

Ca urmare a analizei efectuate și a rezultatelor obținute, putem afirma că ne-am atins scopul: acela de a avea un dispozitiv medical mai sigur, care să nu pună în pericol viața, care să fie fiabil, să lucreze fără a se defecta sau să producă inconveniente majore utilizatorului. De asemenea, prin această analiză se pun în evidență și influențele acțiunii mediului înconjurător – condiții atmosferice dar și facilități de deplasare – asupra deplasării fără pericole, fără defecțiuni și în condiții de siguranță.

8.4.2. Identificarea pericolelor potențiale și trasarea unei matrice de risc pentru un motor electric

Motorul de curent continuu, *figura 8.7*, are pe stator polii magnetici și bobinele polare concentrate care creează câmpul magnetic de excitație. Pe axul motorului este situat un colector ce schimbă sensul curentului prin înfășurarea rotorică astfel încât câmpul magnetic de excitație să exercite în permanență o forță față de rotor.

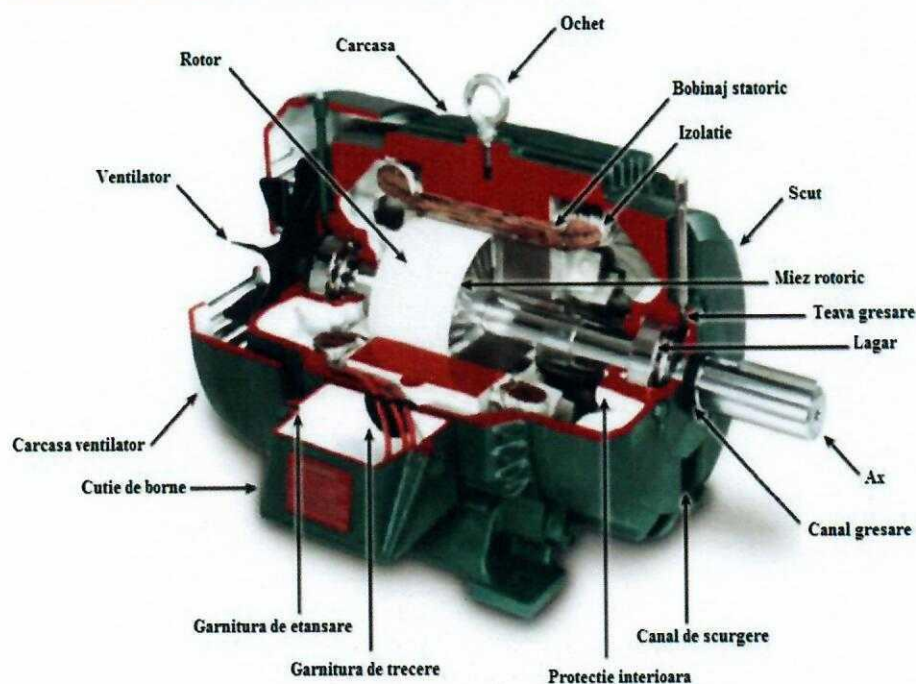


Fig. 8.7. Motorul electric

Defecțiuni posibile ale motorului electric

- Axul nu se rotește liber:
a₁-rulmenți gripați; a₂-capotă ventilator deformată;
- Motorul nu pornește în gol:
b₁-rotorul este blocat; b₂-cablul de alimentare nu este corect dimensionat.
- Motorul vibrează, are zgomot:
c₁-cuplaj defectuos; c₂-rulmenți deteriorați; c₃-rotor dezechilibrat; c₄-rupere palete și străpungere carcasă; c₅-fundăție necorespunzătoare.
- Viteza de rotație anormală:
d₁-contact slab la bobinele statorului; d₂-scurt-circuit între perii și rotor.

• Scânteiere la inelele colectoare:

e₁- inelele colectoare sunt murdare au asperități sau lovituri; e₂- periile nu se mișcă liber în dispozitivele port-perii sau nu apasă suficient pe inelele colectoare.

Severitățile, bazate pe impactul pericolelor potențiale, sunt următoarele:

- catastrofal – accident asupra utilizatorilor;
- critic – defecțiune cu nefuncționare;
- major – funcționare total defectuoasă, neasigurare parametri;
- marginal - defecțiune cu funcționare, asigurare parametri, zgomote;
- neglijabil – defecțiuni minore.

Atribuirea gradului de severitate a riscului pentru fiecare defecțiune/pericol în parte se face cu ajutorul matricei de risc din *figura 8.8*.

Probabilitatea de apariție	Foarte des					
	Frecvent		c ₂	d ₁ , e ₁		
	Ocazional		c ₁	d ₂	a ₁	
	Singular			e ₂	a ₂ , b ₁	c ₄
	Improbabil		c ₅ , c ₃		b ₂	
		Neglijabil	Marginal	Major	Critic	Catastrofal
Gradul de severitate (consecințe)						

Fig. 8.8. Matricea de risc pentru determinarea riscului în funcționare a unui motor electric

Măsurile aplicate în vederea diminuării gradului de severitate al factorilor de risc

În funcție de potențialele pericolelor identificate mai sus, propunem următoarele soluții de reducere a gradului de severitate al acestora:

a₁→Schimbarea rulmenților;

a₂→Capota deformată se va înlocui sau se va remedia;

b₁→Se va verifica dacă mecanismul acționat funcționează corespunzător;

b₂→Se va alege un cablu cu o secțiune corespunzătoare (mai mare);

c₁→Se va verifica cuplajul;

c₂→Se vor înlocui rulmenții;

c₃→Se va echilibra rotorul;

c₄→Se va reproiecta ventilatorul (material palete, mărime, etc);

c₅→Crearea unei fundații care să preia din șocuri;

d₁→Mentenanță - asigurarea unui contact mai bun;

d₂→Folosirea unui izolator pentru a preveni scurtcircuitul;

e₁→Curățarea inelelor;

e₂→Micșorarea distanței dintre perii și inelele colectoare.

În urma implementării măsurilor de corectare/prevenire, enumerate mai sus, s-a reușit eliberarea zonei roșii (intolerabilă) de potențialii factori de risc (figura 8.9), ar numărul factorilor de risc din zona verde a crescut semnificativ.

<div style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Probabilitatea de apariție</div>	Foarte des					
	Frecvent					
	Ocazional		c ₂	d ₁ , e ₁		
	Singular		c ₁	d ₂	a ₁	
	Improbabil		c ₅ , c ₃	b ₂ , e ₂	a ₂ , b ₁	c ₄
		Neglijabil	Marginal	Major	Critic	Catastrofal
Gradul de severitate (consecințe)						

Fig. 8.9. Matricea de risc pentru determinarea riscului în funcționare a unui motor electric, după implementarea măsurilor de corectare/prevenire

8.4.3. Identificarea potențialelor pericole și trasarea unei matrice de risc pentru un turbocompresor cu geometrie variabilă și senzor de turație

Turbocompresoarele ce echipează automobilele moderne, figura 8.10, sunt proiectate să funcționeze pe toată durata de viață a motoarelor. Acestea nu necesită o întreținere specială iar mentenanța presupune câteva verificări de bază.

Turbocompresorul are rolul de a ajuta la introducerea unei cantități mai mari de aer proaspăt în cilindrii unui motor - proces denumit "supraalimentare". Principiul de funcționare al unui turbocompresor a rămas același din 1915 și până în zilele noastre; mai exact, un turbocompresor este alcătuit din două părți: turbina și compresorul. Aceste două elemente componente sunt interconectate prin intermediul unui ax central.

Astfel, gazele arse, eliminate din motor în timpul evacuării, pun în mișcare rotorul turbinei, care va pune la rândul său în mișcare rotorul compresor, forțând, astfel, în cilindrii motorului, aerul aspirat din atmosferă. Având în vedere că, în timpul acestui proces de comprimare, aerul proaspăt se încălzește, micșorându-și densitatea, instalațiile moderne de supraalimentare au în componența lor un radiator, denumit intercooler, care are rolul de a ajuta la scăderea temperaturii aerului și implicit la creșterea densității acestuia, astfel încât în volumul fix al cilindrilor motorului va încăpea o cantitate mai mare de aer proaspăt.

Cu ajutorul turbinelor se pot obține pentru motoare cupluri mai bune și, de asemenea, puteri mai mari. Aceasta se realizează prin comprimarea aerului admis. În acest fel, la fiecare ciclu de admisie, cantitatea de aer este mai mare și se poate injecta în camera de ardere o cantitate mai mare de combustibil. Odată cu creșterea "ofertei" de oxigen este posibilă o ardere mai

bună. În acest fel puterea crește. Gazele de evacuare ale unui motor "conțin" căldura și energia de mișcare. Această energie este folosită de către sistemul turbo pentru antrenarea turbinei. În acest fel, gazele de evacuare pierd o parte din energie și se răcesc. Roata de turbină a gazelor de evacuare antrenează pe cea de comprimare, care comprimă aerul.

Componentele turbocompresorului:

1. conectorul senzorului de turație;
2. carcasa turbinei;
3. senzorul de turație;
4. carcasa compresorului;
5. compresorul;
6. actuatorul pneumatic al geometriei turbinei;
7. carcasa axului turbocompresorului;
8. pârghie de acționare geometrie turbină;
9. tijă de acționare geometrie turbină;
10. coroana palelor secțiunii de curgere a gazelor arse;
11. turbina;
12. axul turbocompresorului.

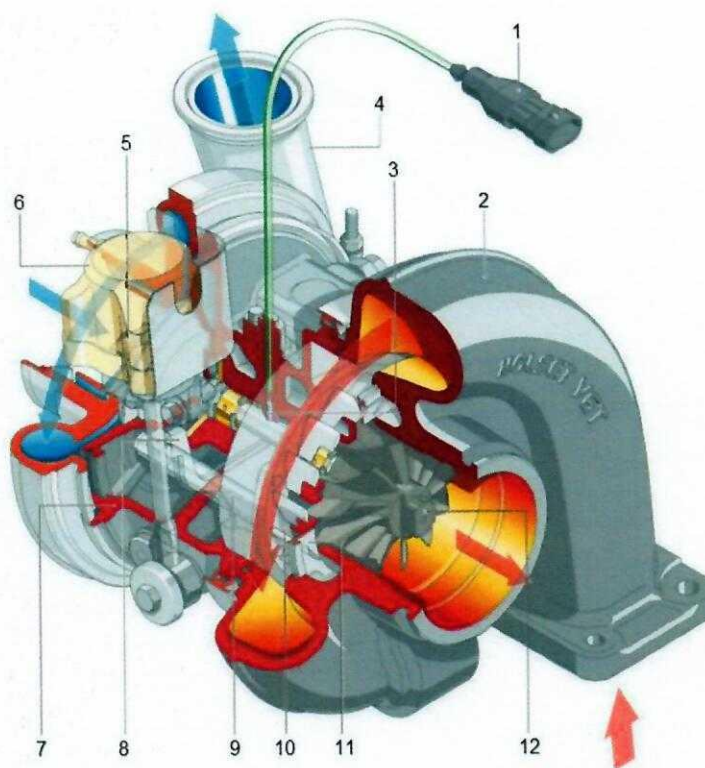


Fig. 8.10. Turbocompresor cu geometrie variabilă și senzor de turație

Pe baza analizei funcționării acestui produs, au fost identificate următoarele pericole legate de:

- *circuitul de aer*
a₁-conducte; a₂-filtru; a₃-furtune;
- *pătrunderea de corpuri străine*
b₁-compresor; b₂-turbina;
- *uzură abrazivă*
c₁-bucșele de frecare; c₂-axul turbocompresorului;
- *turații extreme*
d₁- coroana palelor turbinei; d₂-tijă de acționare; d₃-fulia
- ***lipsa de lubrifiere***
e₁-rulmenți; e₂-lagăre;
- *defecte mecanice.*
f₁-carcasa compresorului;
f₂-carcasa turbinei.

Severitățile, bazate pe gradul de impact al pericolelor potențiale, sunt următoarele:

- catastrofal – accident asupra utilizatorilor;
- critic – defecțiune cu nefuncționare;
- major – funcționare total defectuoasă, neasigurare parametri;
- marginal - defecțiune cu funcționare, asigurare parametri, zgomote;
- neglijabil – defecțiuni minore.

Atribuirea gradului de severitate a riscului pentru fiecare defecțiune/ ericol în parte se face cu ajutorul matricei de risc din figura 8.11.

<div style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Probabilitatea de apariție</div>	Foarte des					
	Frecvent		c_1	e_1		
	Ocazional		c_2	a_2, d_2	b_1, a_3	f_2
	Singular			d_1, e_2, d_3	b_2	f_1
	Improbabil			a_1		
		Neglijabil	Marginal	Major	Critic	Catastrofal
<div style="text-align: center;">Gradul de severitate (consecințe)</div>						

Fig. 8.11. Matricea de risc inițială pentru un turbocompresor cu geometrie variabilă și senzor de turație

Criteriul de poziționare în matricea de risc, ține seama de doi factori principali: gradul de severitate și probabilitatea de apariție. Acești factori sunt ordonați crescător de la stânga la dreapta, respectiv de jos în sus.

Măsurile aplicate în vederea diminuării gradului de severitate al factorilor de risc

În funcție de potențialele pericolelor identificate mai sus, propunem următoarele soluții de reducerea a gradului de severitate al acestora:

a_1 → îmbunătățire material conducte;

a_2 → curățarea sau înlocuirea filtrului de aer;

a_3 → folosirea unor furtunuri cu o rezistență mai mare;

b_1, b_2 → folosirea unor garnituri de etanșare pentru împiedicarea pătrunderii impurităților;

c_1 → îndepărtarea pieselor perturbatoare;

c_2 → folosirea unui material mai dur și mai rezistent;

d_1 → imprimarea pe paletel turbinelor unor pulberi pentru a le mări rezistența;

d_2 → folosirea unor lubrifianți superiori pentru evitarea gripării;

d_3 → recondiționarea sau schimbarea fuliei;

e_1, e_2 → utilizarea unor lubrifianți cu o calitate ridicată și fără impurități;

f_1, f_2 → aplicarea unor tratamente chimice asupra carcasei pentru protecția împotriva ruginii și a fisurilor.

În urma implementării măsurilor de corectare/prevenire, enumerate mai sus, s-a reușit eliberarea zonei roșii (intolerabilă) de potențialii factori de risc (figura 8.12), iar numărul factorilor de risc din zona verde a crescut semnificativ.

Probabilitatea de apariție ↑	Foarte des					
	Frecvent					
	Ocazional		c_1	e_1		
	Singular		c_2	a_2, d_2	b_2, f_1, a_3	
	Improbabil			a_1, d_1, e_2, d_3	b_1	f_2
		Neglijabil	Marginal	Major	Critic	Catastrofal
Gradul de severitate (consecințe) →						

Fig. 8.12. Matricea riscurilor, pentru un turbocompresor cu geometrie variabilă și senzor de turație, după implementarea măsurilor de corectare/prevenire

Ca urmare a analizei efectuate și a rezultatelor obținute, putem afirma că ne-am atins scopul: acela de a avea un dispozitiv mai sigur și funcțional.

8.4.4. Trasarea unei matrice de risc pentru un turbocompresor cu geometrie variabilă

Construcția turbocompresorului cu geometrie variabilă

Elementele componente ale unei turbine cu geometrie variabilă, figura 8.13, sunt:

1. Carcasă turbină
2. Inel Unison
3. Vane
4. Admisie turbină
5. Ansamblu arbore-rotor
6. Evacuare turbină
7. Platou compresor
8. Carcasă compresor
9. Arbore
10. Admisie compresor
11. Racord admisie
12. Evacuare compresor

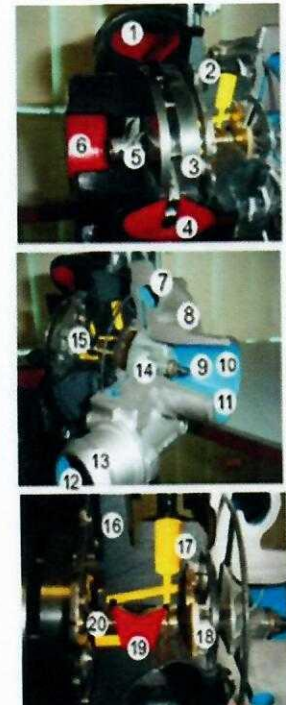


Fig. 8.13. Turbocompresor cu geometrie variabilă.

13. Racord evacuare
14. Rotor compresor
15. Circuit hidraulic
16. Corp central
17. Racord filetat alimentare ulei
18. Lagăr axial
19. Găuri de alimentare cu ulei ale lagărelor
20. Lagăr radial

Pe baza analizei funcționării acestui produs au fost identificate următoarele pericole legate de:

- a – lagăr turbină;
- b – piuliță blocare;
- c – elementele geometriei variabile;
- d – furtun vacuum;
- e – electro-valva de comandă presiune supra-alimentare;
- f – tubulatura de supraalimentare;
- g – supapa aer;
- h – tubulatura aer;
- i – cablaj traductor;
- j – sistemul de injecție.

*Defecte posibile ale
turbocompresorului cu geometrie variabilă*

Pierderi de ulei – General

Presiunea din carcasa turbinei și din a compresorului este în general mai mare decât presiunea din corpul central, *figura 8.14*. Prin urmare este imposibil, din punct de vedere fizic, să existe pierderi de ulei în condiții normale de funcționare.

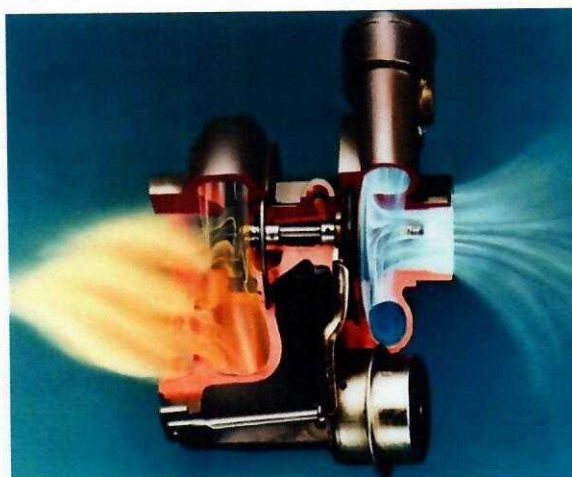


Fig. 8.14. Evidențierea presiunii din turbină

Astfel, pierderile de ulei apar, aproape întotdeauna, din două motive:

- Lagărele turbinei sunt deteriorate și, ca urmare, are loc o pierdere totală a etanșeității; Un raport necorespunzător dintre presiunea din compresor/turbină și presiunea din corpul central.

Pierderi de ulei externe

Pot apărea pierderi pe la racordul de alimentare cu ulei, *figura 8.15* sau pe la racordul de scurgere, *figura 8.16*.



Fig. 8.15. Racord alimentare ulei crăpat

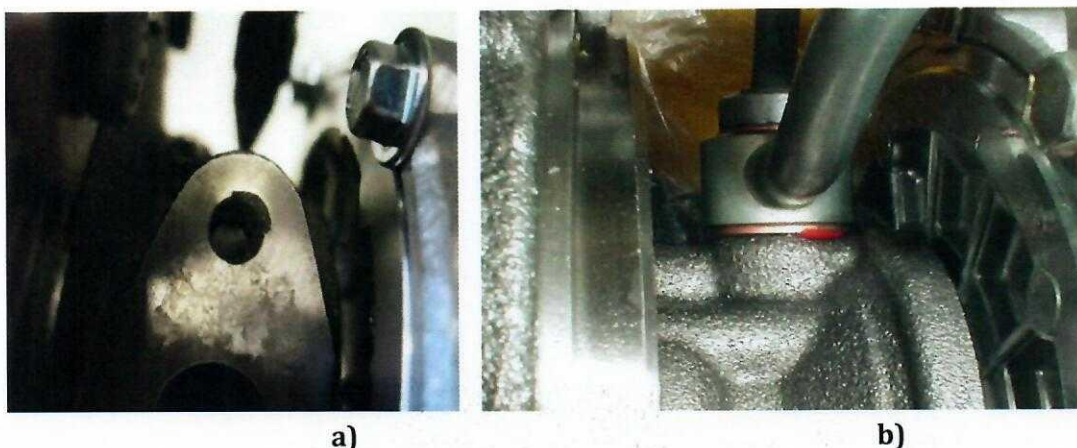


Fig. 8.16. a) Filet deteriorat la flanșa de montare a țevii de scurgere a uleiului. b) Obiect străin (plastic) sub garnitura de etanșare.

Ulei din recuperatorul de gaze carter

Uleiul este introdus în tubulatura de admisie a aerului prin sistemul de ventilare a carterului , *figura 8.17*. Pentru că tubulatura de aer nu este perfect etanșă, se pot produce scurgeri de ulei pe la racordurile tubulaturii care se acumulează la nivelul turbinei.

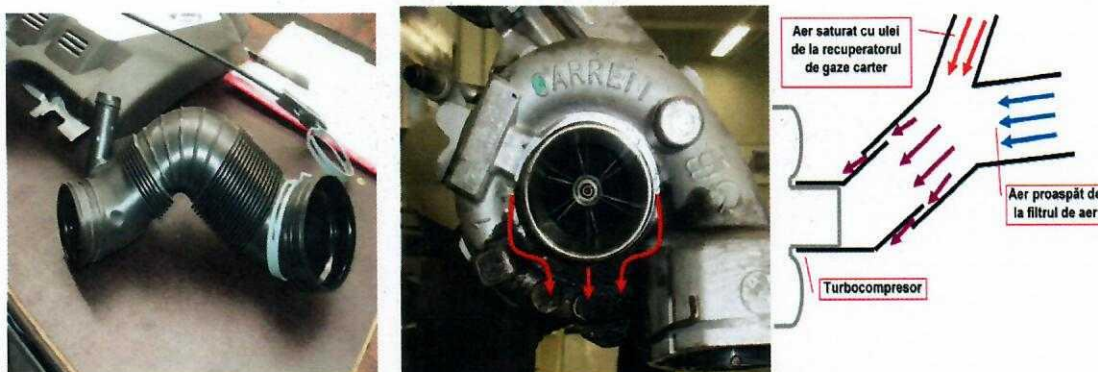


Fig. 8.17. Tubulatura de aer.

Ulei din recuperatorul de gaze carter

Uleiul este introdus în tubulatura de admisie a aerului prin sistemul de ventilare a carterului, *figurile 8.18 și 8.19*. Dacă garnitura de etanșare a racordului de refulare al compresorului este deteriorată (cuplaj Henn), pot apărea scurgeri de ulei provenite din sistemul de ventilare a carterului. Aceasta defecțiune poate conduce la apariția zgomotelor.



Fig. 8.18. Garnitură cuplajului Henn deteriorată Henn.



Fig. 8.19. Pierderi de ulei pe la cuplajul Henn.

Pierderi de ulei interne

Lagăr turbină deteriorat

Dacă lagărele turbinei sunt deteriorate, segmentii nu mai pot asigura etanșarea corespunzătoare a circuitului de ungere, iar uleiul este evacuat din circuitul de ungere al turbocompresorului, atât pe partea de turbină, cât și pe cea de compresor, *figurile 8.20 și 8.21*. Lagărele turbinei sunt hidrodinamice și se auto-stabilizează în timpul funcționării.

Astfel, este normală existența unui joc în regim staționar. Atâta timp cât rotorul compresorului nu atinge carcasa acestuia, jocul este în regulă, respectiv lagărul nu este deteriorat.



Fig. 8.20. Rotorul atinge carcasa.



Fig. 8.21. Obiect străin deteriorează rotorul

Conductă de retur ulei obstrucționată / colmatată

În cazul în care conducta de retur a uleiului este obstrucționată sau colmatată, uleiul din corpul central nu se mai scurge corespunzător în carter, *figura 8.22*.

În corpul central se poate crea o suprapresiune, iar uleiul este împins în tubulatura de admisie/evacuare.

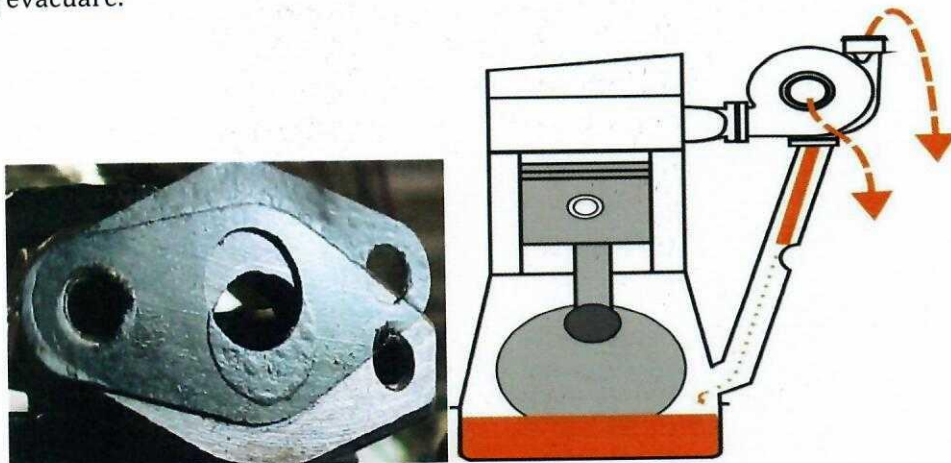


Fig. 8.22. Garnitura etanșare deplasată

Nivel de ulei prea mare

Dacă **nivelul de ulei** din carterul motor este prea mare, uleiul din corpul turbinei nu se poate scurge corespunzător.

În corpul central se poate crea o suprapresiune, iar uleiul este împins în tubulatura de admisie/evacuare, *figura 8.23*.

Dacă **presiunea** din carter este prea mare, uleiul din corpul turbinei nu se poate scurge corespunzător.

În corpul central se poate crea o suprapresiune, iar uleiul este împins în tubulatura de admisie/evacuare, *figura 8.24*.

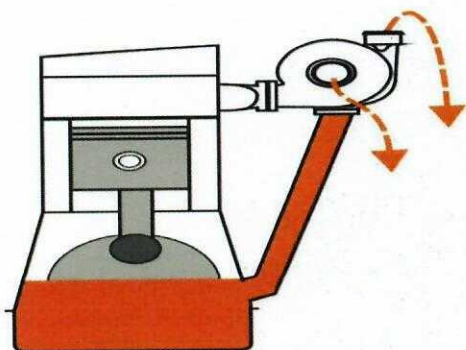


Fig. 8.23. Sistem de ventilare a gazelor de carter defect

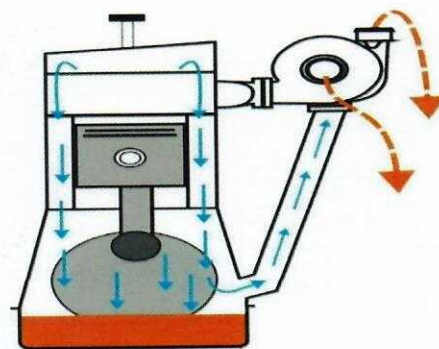


Fig. 8.24. Segmenti piston uzați
– cantitate sporită de gaze de carter.

Lagăr defect

Dacă lagărul este uzat, rotorul compresorului freacă în carcasa acestuia și, în consecință, turația acestuia îi este încetinită. Acest lucru conduce de regulă la micșorarea presiunii de supra-alimentare, *figura 8.25*.



Fig. 8.25. Rotorul compresorului freacă în carcasa acestuia.

Compresor/turbină deteriorate de obiecte străine

Dacă un obiect străin deteriorează rotorul compresorului sau al turbinei, eficiența acestuia/acesteia este redusă, iar presiunea de supra-alimentare necesară nu este atinsă. Dacă acest lucru se întâmplă pe partea de turbină (evacuare), pe lângă rotor, se mai deteriorează și vanele, ceea ce adesea duce la blocarea mecanismului de comandă, *figurile 8.26. 8.27 și 8.28.*

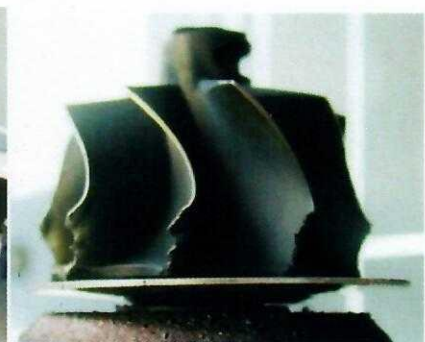
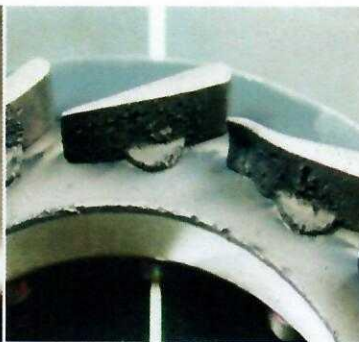
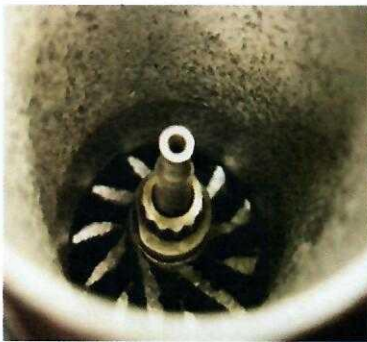


Fig. 8.26. Compresor deteriorat **Fig. 8.27.** Vane deteriorate. **Fig. 8.28.** Turbină deteriorată.

Piuliță de blocare desfăcută

Dacă piulița de blocare a tijei de comandă a vanelor este slabă, se modifică lungimea acesteia și prin urmare și cursa, *figura 8.29.*

Prin urmare vanele nu pot fi închise suficient de mult pentru a asigura presiunea de supra-alimentare corespunzătoare.



Fig. 8.29. Piuliță slăbită.

Depuneri pe elementele geometriei variabile

Problemele de combustie sau utilizarea combustibililor de proastă calitate pot duce la formarea unor depuneri severe de funingine pe elementele turbinei, blocând elementele

geometriei variabile. Același lucru se poate întâmpla dacă motorul consumă prea mult ulei. În urma arderii, aditivi de ulei se depun pe elementele turbinei cauzând blocarea vanelor, *figurile 8.30 și 8.31.*



Fig. 8.30. Depozite de funingine pe geometria variabilă



Fig. 8.31. Depozite de aditivi pe platoul vanelor

Depuneri de ulei pe carcasa compresorului

Dacă gazele de carter recirculate conțin prea mult ulei, în condiții de temperatură ridicată, se pot forma depuneri de ulei pe carcasa compresorului, *figurile 8.32 și 8.33.*

Diametrul difuzorului se reduce substanțial, lucru care poate afecta performanțele. O turbină afectată în acest fel, se poate identifica din exterior după crusta de ulei sau filmul de ulei carbonizat format pe difuzorul de admisie al compresorului.

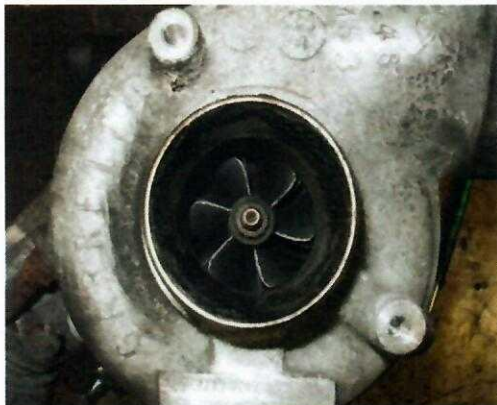


Fig. 8.32. Crustă de ulei pe difuzorul compresorului

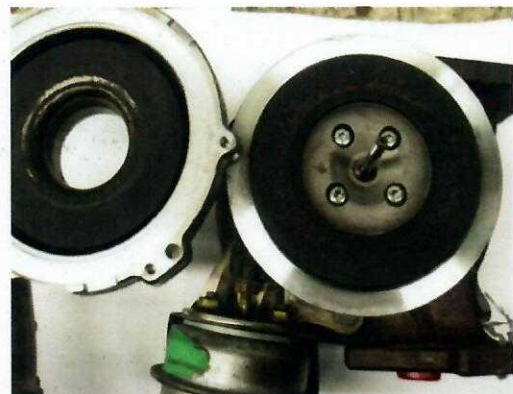


Fig. 8.33. Depuneri de hidrocarburi în carcasa compresorului

Furtun vacuum scos sau deteriorat

Dacă furtunul de vacuum a sărit sau este deteriorat, actuatorul (capsula vacuumatică) nu este alimentată cu vacuum iar mecanismul de reglare al turbinei nu funcționează, *figurile 8.34 și 8.35.*



Fig. 8.34. Furtun de vacuum sărit deteriorat



Fig. 8.35. Furtun vacuum



Fig. 8.36. Urme de staționare ale vanelor – turbina nu a fost acționată

Electro-valvă comandă presiune supra-alimentare defectă

Dacă electro-valva de comandă N75 este defectă, turbina este acționată eronat și prin urmare nu asigură presiunea de supraalimentare corespunzătoare, figurile 8.36 și 8.37.



Fig. 8.37. Electro-valvă de comandă N75

Neetanșitate a tubulaturii de supraalimentare

Dacă un racord nu este etanș sau un furtun este deteriorat, presiunea de supraalimentare se pierde suficient pentru ca motorul să intre în mod de avarie, figurile 8.38 și 8.39.

Alte simptome: supraturarea turbinei sau zgomot.



Fig. 8.38. Garnitura deteriorată



Fig. 8.39. Furtun presiune deteriorat

Supapă EGR defectă

Dacă supapă EGR nu se închide complet, se pierde o cantitate semnificativă de gaze de evacuare, și, în consecință, energia cinetică a gazelor ce antrenează turbina este mai mică, presiunea de supraalimentare nu este atinsă, figurile 8.40 și 8.41.



Fig. 8.40. Supapă EGR



Fig. 8.41. Racord EGR desfăcut

Tubulatură de aer blocată / filtru de aer colmatat

Un filtru de aer colmatat sau un furtun înfundat determină o lipsă de aer la intrarea în compresor, și, ca urmare, presiunea necesară nu poate fi atinsă, *figurile 8.42 și 8.43.*

Această defecțiune are ca rezultat, aproape întotdeauna, deteriorarea severă a rotorului ca urmare a supra-turării.



Fig. 8.42. Filtru de aer cu nervuri defecte **Fig. 8.43** Rotor compresor deteriorat prin supraturare – sarcina intră în contact

Cablajul traductorului de poziție al mecanismului de comandă

În cazul în care cablajul traductorului de poziție este deteriorat (în imaginea alăturată datorită frecării cu tubul de protecție) calculatorul de motor primește informații eronate cu privire la poziția geometriei variabile, iar comanda se realizează eronat sau se întrerupe comanda, *figura 8.44.*



Fig. 8.44. Cablaj deteriorat.

Defecțiuni ale sistemului de injecție

Dacă se micșorează avansul sau arderea este incompletă datorită injectoarelor deteriorate, energia cinetică a gazelor de evacuare care antrenează turbina scade, iar presiunea de supra-alimentare necesară nu este atinsă, *figura 8.45*.

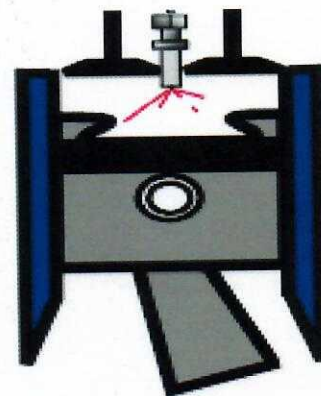


Fig. 8.45. Defecțiuni ale sistemului de injecție.

Neetanșeități ale tubulaturii de admisie a compresorului

Zgomotul normal, fluieratul specific de funcționare al turbinei, va fi amplificat în funcție de natura defecțiunii, *figura 8.46*.

Mai mult decât atât, admisia aerului nefiltrat poate determina contaminarea cu obiecte străine și eroziunea compresorului.

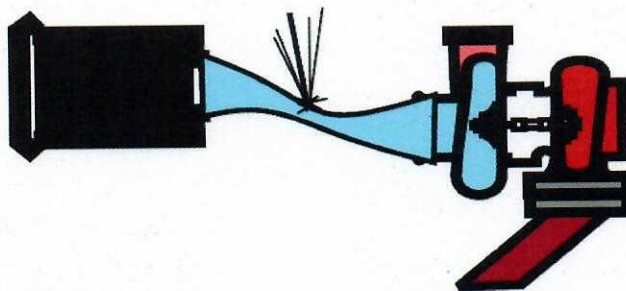


Fig. 8.46. Neetanșeități la tubulatură de admisie.

Neetanșeități ale tubulaturii de supra-alimentare sau a intercooler-ului

Generează un șuierat puternic sau un fluierat înalt care se amplifică cu creșterea turației turbosuflantei / presiunii, *figura 8.47*.

Acest defect poate determina turbina să se supra-tureze!

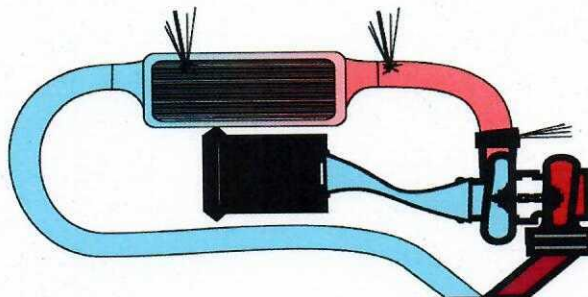


Fig. 8.47. Neetanșeități tubulatură admisie.

Dezechilibru datorat contaminării cu obiecte străine

Datorită turației ridicate de lucru, rotorul compresorului se poate deteriora chiar și de la cele mai mici particule, *figura 8.48*.

Dacă rotorul turbinei se deteriorează, dezechilibru creat cauzează apariția unui zgomot sincron, iar paletetele deteriorate creează un zgomot pulsatoriu.



Fig. 8.48. Contaminare cu obiecte străine.

Neetanșeități ale tubulaturii de evacuare

O pierdere de gaze la nivelul galeriei de evacuare sau a racordului de EGR, datorită unei garnituri defecte, determina apariția unui zgomot foarte puternic de tip fluierat, care, de cele mai multe ori, este confundat cu un zgomotul de turbină, *figurile 8.49 și 8.50*.



Fig. 8.49. Neetanșeități la nivelul galeriei de evacuare



Fig. 8.50. Tubulatură EGR desprinsă

Concluzii:

- Turbocompresorul este o componentă complexă a motorului și, prin urmare, foarte sensibilă la perturbări ale întregului ansamblu;
- O turbină defectă este adesea consecința unei alte defecțiuni a motorului. Nu este suficient să se înlocuiască doar turbocompresorul;
- Există o multitudine de componente care influențează presiunea de supra-alimentare, nu doar turbocompresorul.

Atribuirea gradului de severitate a riscului pentru fiecare defecțiune / pericol în parte se face cu ajutorul matricei de risc din *figura 8.51*. Criteriul de poziționare în matricea de risc, ține seama de doi factori principali: gradul de severitate și probabilitatea de apariție. Acești factori sunt ordonați crescător de la stânga la dreapta, respectiv de jos în sus.

Probabilitatea de apariție	Foarte des					
	Frecvent		h	g	j	
	Ocazional		d	c, e	a	
	Singular		f	b	i	
	Improbabil					
		Neglijabil	Marginal	Serios	Critic	Catastrofal
Gradul de severitate (consecințe)						

Fig. 8.51. Matricea de risc inițială

Matricea cuprinde trei zone principale, după cum urmează: zona verde (zonă acceptată), zona galbenă, (zonă nedorită), zona roșie (zonă intolerabilă). Prin implementarea măsurilor de corectare / prevenire se urmărește trecerea, din zona roșie spre zonele galben și verde, a tuturor factorilor de risc.

Măsuri aplicate în vederea diminuării gradului de severitate al factorilor de risc

În funcție de potențialele pericolele identificate mai sus, propunem următoarele soluții de reducere a gradului de severitate al acestora:

- a – evitarea scăpării obiectelor străine în lagărul turbinei;
- b – verificarea și strângerea piuliței de blocare a tifei de comandă a vanelor;
- c – evitarea utilizării combustibililor de proastă calitate, verificarea combustiei;
- d – re poziționare furtun vacuum dacă este sărit, înlocuire dacă este deteriorat;
- e – înlocuire electrovalvă comandă presiune supra-alimentare dacă nu asigură presiunea de supra-alimentare necesară;
- f – verificare etanșeitate tubulatură supra-alimentare, înlocuire în cazul furtunelor deteriorate;
- g – curățare supapa EGR de depunerile acumulate;
- h – înlocuirea periodică a filtrului de aer;
- i – remediere defecțiune pe cablaj, izolare și poziționare mai bună;
- j – verificare și remediere injectoare defecte.

În urma implementării măsurilor de corectare/prevenire, enumerate mai sus, s-a reușit eliberarea zonei roșii (intolerabilă) de potențialii factori de risc (*figura 8.52*), iar numărul factorilor de risc din zona verde a crescut semnificativ.

Probabilitatea de apariție	Foarte des					
	Frecvent	h				
	Ocazional		c, d			
	Singular		f	i, e, g	a, j	
	Improbabil			b		
		Neglijabil	Marginal	Major	Critic	Catastrofal
Gradul de severitate (consecințe)						

Fig. 8.52. Matricea riscurilor, după implementarea măsurilor de corectare / prevenire

Analiza riscului este o problemă de mare complexitate și dificultate. Identificarea disfuncțiilor posibile, implicate în exploatarea echipamentelor tehnologice moderne, necesită o analiză sistematizată și riguroasă a structurii sistemelor tehnice/tehnologice investigate, în sensul evidențierii subsistemelor componente și a studierii caracteristicilor constructive și funcționale ale acestora. Acest deziderat conturează caracterul analitic al analizei riscului.

În concluzie, matricea de risc este o sistematizare a analizelor de risc disponibile, reprezentate prin intermediul unei maniere pur matematice, prin intermediul căreia se poate stabili o legătură direct între frecvența și probabilitatea apariției unui risc și măsurile care sunt necesare pentru prevenirea și gestionarea accidentelor de diverse tipuri.

BIBLIOGRAFIE

- [1] V. Goanță și V. Palihovici, Expertize în Ingineria Mecanică, Ed. Tehnopress, Iași, 2006.
- [2] I.P. Viziteu, Fiabilitatea instalațiilor energetice, Editura PIM, Iași, 2010.
- [3] T. Munteanu, G. Gurguiatu, C. Bălănuță, Fiabilitate și calitate în inginerie electrică, Editura Galați University Press, 2009.
- [4] M. Andrei, Managementul calității – Construcția, implementarea, dezvoltarea sistemului calității în întreprinderi industriale.
- [5] A. Potorac, Fiabilitate- note curs, Universitatea "Stefan cel Mare" Suceava, Facultatea de Inginerie Mecanică, Mecatronică și Management.
- [6] I. Golet, „Matematici speciale” –curs online.
- [7] M. Bulgaru, Elemente de teoria probabilităților - note curs, www.cermi.utcluj.ro;
- [8] C. Gruescu, Fiabilitate -note curs.
- [9] M. Stamatelatos et. all, Fault Tree Handbook with Aerospace Applications, Prepared for NASA Office of Safety and Mission Assurance, NASA Headquarters Washington, DC 20546, August, 2002.

- [10] J. Andrews, Introduction to Fault Tree Analysis, Annual RELIABILITY and MAINTAINABILITY Symposium, 2012.
- [11] F. Safie, An Overview of Quantitative Risk Assessment Methods, Shuttle Quantitative Risk Assessment - Technical Interchange Meeting, 2000.
- [12] W.E. Vessely et. all, Fault Tree Handbook, System and Reliability Research U. S. Nuclear Regulatory Commission, Washington, D.C. 20555, 1981.
- [13] P.L. Clements, Fault Tree Analysis, www.fault-tree.net, 1993
- [14] R. Pandher, A Procedure To Determine Head-In-Pillow Defect And Analysis Of Contributing Factors, South Plainfield, NJ, USA, 2010.
- [15] Cookson Electronics, Reducing Head in Pillow Defects, 2009.
- [16] Y. Liu, Testing and Prevention of Head-In-Pillow, Indium Corporation, Clinton, NY, 2010, http://www.renesas.eu/products/package/manual/5/5_1/5_1_4/index.jsp
- [17] Gh. Chițu Motoare asincrone trifazate cu rotorul în scurt-circuit și cu frână electromagnetică pentru acționarea instalațiilor de ridicat tip asfm gabaritele 80-160, <http://www.e-automobile.ro/categorie-motor/20-general/61-defect-turbo.html>
<http://biblioteca.regielive.ro/laboratoare/mecanica/sistemul-de-directie-transporturi-119727.html>.
- [18] <http://ro.scribd.com/doc/77798400/CCA-Sistemul-de-Directie>.
- [19] <http://www.v-turbo.com/piese-auto/structura-unui-sistem-de-directie/>.
- [20] SR EN 1050: Securitatea mașinilor. Principii pentru aprecierea riscului, 1996.
- [21] J. Bronzino, (ed), Biomedical Engineering Handbook, Second edition, CRC Press , Vol 1, 2000.
- [22] L. Heiland, Risk Analysis for Medical Devices, Handouts of Intensive Period on Assistive Technology, Jyväskylä, 2007.
- [23]. D. Mândru, Ingineria protezării și reabilitării. Editura Casa Cărții de Știință, Cuj-Napoca, 2001, ISBN 973-686-161-9.
- [24]. www.ansi.org.
- [25]. www.beta-research.com.
- [26]. www.devicelink.com.
- [27] T.M. Dejeu, A. Rusu, R. Săcară, Analiza factorilor de risc pentru produsele specifice ingineriei reabilitării.

ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE ÎN INGINERIA MECANICĂ

- LABORATOR 9 -

DETERMINAREA PROBABILITĂȚII DE CEDARE PRIN ANALIZA DE TIP ARBORE DE DEFECTARE

-
- 9.1. Metodologia analizei de tip "arbore de defectare"
 - 9.2. Determinarea riscului pe baza metodologiei "arborelui de defectare"
 - 9.3. Desenarea Fault Tree: porți și evenimente
 - 9.4. Evenimente în cadrul arborelui de defectare
 - 9.5. Metoda FMEA (Failure Modes and Effects Analysis)
 - 9.6. Proiectarea și realizarea unei diagrame de tip arbore de defectare
 - 9.7. Modele utilizate pentru evenimentele primare
 - 9.8. Tipuri de analiză
 - 9.9. Exemple de aplicare a metodologiei de tip arbore de defectare
 - 9.10. Concluzii
-

9.1. Metodologia analizei de tip "arbore de defectare"

"Arborele de defectare" este una dintre metodele cele mai utilizate pentru determinarea fiabilității, pentru calculul probabilității de cedare și, prin aceasta, pentru determinarea riscului. Un "arbore de defectare" este compus dintr-o reprezentare grafică a evenimentelor într-o structură ierarhică, arborescentă.

"Arborele de defectare" este un procedeu utilizat pentru cuantificarea riscurilor asociate cu sistemele ce prezintă potențial de defectare. Această reprezentare grafică, logică, a relațiilor dintre evenimente (de obicei evenimente de tip *avarie* sau *defect*) este folosită pentru a determina diferite *combinații de erori* care ar putea conduce la o defecțiune a sistemului. Defecțiunea majoră a sistemului este denumită *eveniment de top*. O analiză deductivă folosind un "arbore de defectare" începe de la evenimentul de top, care este afișat în partea de sus a unui arbore ierarhic. Această analiză deductivă este reprezentată de evenimentul final într-o secvență de evenimente în care "arborele de defectare" este folosit pentru a determina dacă cedarea va avea loc. *Arborele de defectare* poate fi folosit, de asemenea, pentru a opri propagarea defecțiunii mai departe în sistem. Celelalte ramuri ale "arborelui de defectare" reprezintă evenimente paralele și secvențiale, care ar putea provoca defecțiunea principală sau pot participa, cu o anumită probabilitate, la aceasta. În cadrul "arborelui de defectare", abordarea evenimentelor are loc de sus în jos, sau de la efect la cauză. Arborii de defectare sunt alcătuiți din evenimente și conectori logici (porți „sau”, porți „și” etc.). Pentru fiecare eveniment, este necesar să se stabilească anumite pre-condiții care ar putea provoca apariția

lui. Aceste condiții pot fi combinate în orice număr și în orice mod, folosind porți logice. În cadrul unui "arbore de defectare" evenimentele sunt extinse în mod continuu, până la sub-evenimente pentru care se poate atribui o probabilitate de apariție. Aceste evenimente se stabilesc pe diferite niveluri de abstractizare ale sistemului. Nodurile superioare reprezintă un nivel ridicat de abstractizare în timp ce nodurile inferioare reprezintă un nivel mai scăzut de abstractizare.

Scopul principal al analizei pe baza "arborelui de defectare" este de a evalua probabilitatea ca un eveniment de top să aibă loc, cu ajutorul metodelor analitice și statistice. Aceste calcule implică cunoașterea unor date privind fiabilitatea sistemului cum ar fi: probabilitatea de cedare, rata de cedare, nivelul de cedare, timpul până la cedare, rata de reparații, etc. Modelele de analiză pe baza arborilor de defectare au fost utilizate de mult timp pentru analize calitative și cantitative ale combinațiilor de evenimente care pot duce la cedarea unui sistem. Construirea unui model de tip "arbore defectare" poate oferi o perspectivă asupra modului prin care se pun în evidență potențialele deficiențe. Analiza sistemelor complexe poate produce mii de combinații de evenimente care pot provoca apariția evenimentului de top.

9.2. Determinarea riscului pe baza metodologiei "arborelui de defectare" – „fault tree” (FT)

Metodologia de tip arbore de defectare face analiza de la efect la cauză, [9.4]. Ea începe cu evenimentul de top și merge înapoi pentru a putea identifica componenta a cărei cedare ar putea cauza cedarea sistemului. Așadar, arborele de defectare este o metodă grafică de prezentare a modului în care cedarea sistemului poate proveni din cedarea componentelor. În figura 9.1 este prezentată schema pentru un "arbore de defectare" extrem de simplificat. În cadrul acestui arbore sunt incluse numai defectele, mai precis este exclusă non-cedarea. Într-o construcție de tip arbore de defectare, porțile AND și OR (ȘI și SAU) reprezintă "instrumentele" de legătură dintre *evenimente*.

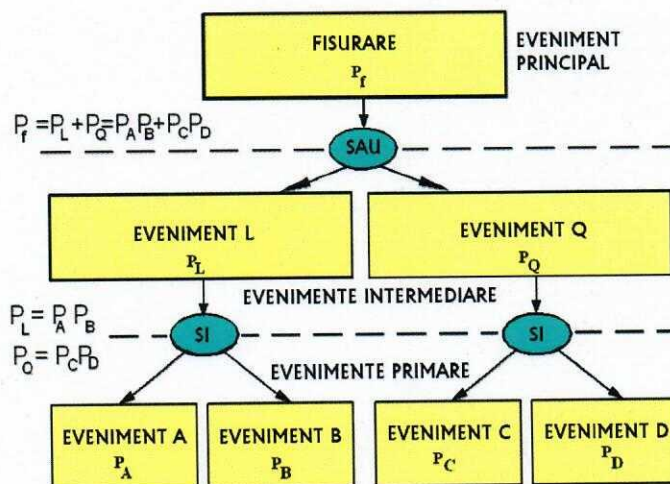


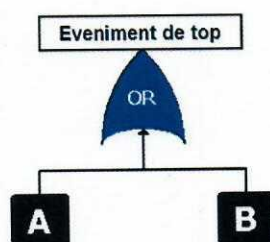
Fig. 9.1. Schema simplificată a unui arbore de defectare

O poartă ȘI implică faptul că acțiunile de deasupra porții vor apărea doar dacă se produc toate evenimentele de intrare de dedesubt. O poartă SAU implică faptul că oricare dintre evenimentele de dedesubt poate declanșa evenimentele de deasupra porții. Trecerea printr-o poartă ȘI implică regula multiplicării pentru probabilitățile evenimentelor asociate. Trecerea printr-o poartă SAU implică sumarea probabilităților (evenimentele sunt presupuse a fi independente). Poate fi inclusă dependența de timp deoarece cedările nu sunt neapărat imediate. În astfel de cazuri evaluarea secvențială ("secțiuni în timp") se face cu probabilitățile de cedare ale componentelor corespunzătoare, dependente de timp.

Limitele metodelor *arborilor de defectare* sunt parțial intrinseci și parțial de natură practică. Algoritmii utilizați în cadrul analizei de tip arbore de defectare se bazează pe presupunerea că o componentă fie funcționează, fie cedează și se poate afla întotdeauna doar într-una dintre aceste două stări. Posibilelor cazuri intermediare nu li se aplică un tratament specific. Se presupune că evenimentele primare care contribuie la cedare sunt independente, ceea ce nu este întotdeauna cazul. Din punct de vedere practic, plenitudinea este greu de obținut. Dacă totuși se întâmplă acest lucru, rezultatul poate fi prea complex pentru a putea fi interpretat într-o manieră directă și, ca urmare, poate rezulta estimarea inexactă a riscului de cedare. În practică apar arbori de defectare formați din sute de elemente (evenimente primare și intermediare). În cadrul unei diagrame de tip arbore de defectare se lucrează într-un „spațiu eșec-cedare” și se urmărește sistemul de combinații de eșec. În mod tradițional, analiza de tip arbore de defectare a fost utilizată pentru a accesa probabilități fixe (de exemplu fiecare eveniment care cuprinde un arbore de defecatre are o probabilitate fixă).

9.3. Desenarea Fault Tree: porți și evenimente

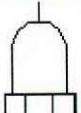
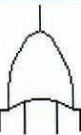
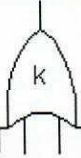

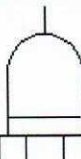

Arborii de defectare sunt construiți folosind porți și evenimente (blocuri). Două dintre cele mai folosite porți într-un arbore de defectare sunt ȘI și SAU. Să considerăm două evenimente (sau blocuri) care cuprind un eveniment de top (principal). În cazul în care un eveniment are loc și cauzează apariția evenimentului principal, atunci aceste evenimente (blocuri) sunt conectate folosind poarta SAU. Alternativ, dacă ambele evenimente trebuie să aibă loc pentru a cauza apariția evenimentului principal, atunci sunt conectate prin poarta ȘI. Ca exemplu de vizualizare se ia în considerare un caz simplu a unui sistem care cuprinde două componente A și B, și unde defecțiunea oricăruia dintre componente cauzează cedarea sistemului. Schema arborelui de defectare pentru acest sistem include două evenimente de bază conectate la o poartă SAU (care este eveniment de „Top”). Pentru ca evenimentul „Top” să aibă loc, fie A sau B trebuie să se întâmple. Cu alte cuvinte, cedarea lui A sau B determină eșuarea sistemului.



În schema din *figura 9.1*, pentru ca evenimentele intermediare să aibă loc trebuie ca, simultan să se manifeste evenimentele primare: pentru evenimentul L trebuie să se realizeze atât evenimentul A cât evenimentul B iar pentru evenimentul Q trebuie să se realizeze atât evenimentul C cât evenimentul D.

Tabelul de mai jos prezintă simboluri de tip „poartă” utilizate frecvent în diagramele arborelui de defectare.


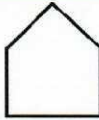



Tab. 9.1. Porți clasice ale arborelui de defectare

Porți în AD	Simbol Clasic AD	Descriere
ȘI		Evenimentul de ieșire are loc în cazul în care toate evenimentele de intrare au loc.
SAU		Evenimentul de ieșire are loc în cazul în care cel puțin unul din evenimentele de intrare are loc.
De vot		Evenimentul de ieșire are loc în cazul în care se produc k sau mai multe dintre evenimentele de intrare.
Inhiba		Evenimentul de intrare are loc în cazul în care toate evenimentele de intrare se produc și un eveniment suplimentar condițional de asemenea are loc.
Prioritatea ȘI		Evenimentul de ieșire are loc în cazul în care toate evenimentele de intrare se produc într-o secvență/ordine specifică
Dependența SAU	Nu este folosită într-un arbore de defectare clasic	Evenimentul de ieșire are loc în cazul în care toate evenimentele de intrare au loc, totuși evenimentele sunt dependente, de exemplu producerea fiecărui eveniment afectează probabilitatea de apariție a altor evenimente.
XOR		Evenimentul de ieșire are loc dacă exact un singur eveniment de intrare se produce.

9.4. Evenimente în cadrul arborelui de defectare

„Porțile” într-un arbore de defectare sunt simbolurile logice care interconectează evenimentele contributive și condițiile. Un eveniment (sau condiție) bloc într-un arbore de defectare poate avea o probabilitate de apariție (sau o funcție de distribuție). Cu toate acestea, unde este folosită o reprezentare grafică unică pentru a reprezenta blocul (evenimentul), arborii de defectare folosesc diferite reprezentări grafice bloc. În *tabelul 9.2* se prezintă aceste reprezentări grafice.

Tab. 9.2. Simboluri pentru evenimente

Eveniment primar bloc	Simbol AD clasic	Descriere
Eveniment de bază		Un eveniment de bază care inițiază cedarea (sau eveniment de eșec).
Eveniment extern (House Event)		Un eveniment care este așteptat să se producă. În general, aceste evenimente pot fi setate să aibă sau nu loc și, ca urmare, au o probabilitate fixată la 0 sau 1.
Eveniment nedevelopat		Un eveniment care nu este dezvoltat în continuare. Este un eveniment de bază care nu are nevoie de o rezolvare în continuare
Eveniment condițional		O condiție sau restricție specifică care nu se aplică la orice poartă.
Transfer		Indică un transfer de continuare de la un sub arbore

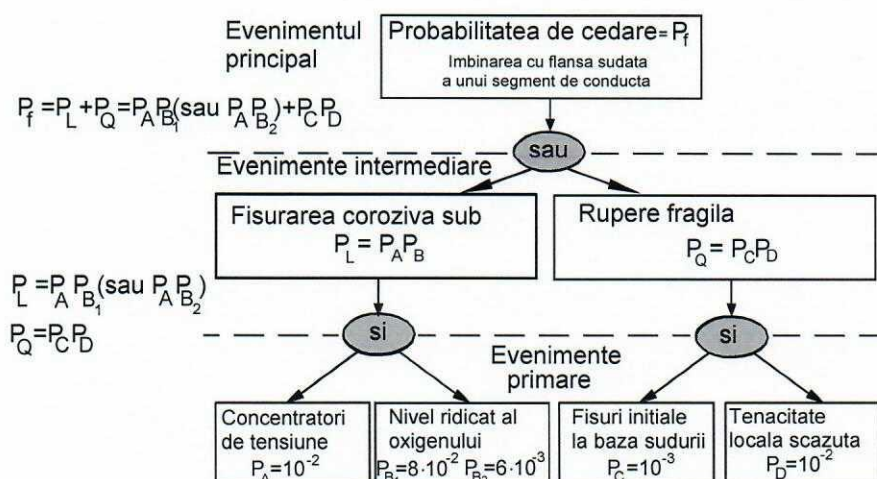


Fig.9.2. Arbore de defectare – exemplu

Figura 9.2 ilustrează un arbore de defectare construit pentru a exemplifica analiza riscului cedării din îmbinarea cu flanșă sudată a unui segment de conductă sub presiune într-o centrală electrică nucleară. Se presupune că cedarea se produce la îmbinarea sudată de colț, circumferențială. Dacă momentul evaluării este fixat la $T = 1$ an sau $T = 10$ ani, presupunând baza de cedare pentru evenimente primare prin datele de serviciu, probabilitatea evenimentului de la vârf (cedării) este:

- Probabilitatea cedării într-un an: $P_f = [10^{-2} \times (1 \times 8 \times 10^{-2})] + [10^{-3} \times 10^{-2}] = 8.1 \times 10^{-4}$
- Probabilitatea ruperii într-un an: $P_f = [10^{-2} \times (1 \times 6 \times 10^{-3})] + [10^{-3} \times 10^{-2}] = 7 \times 10^{-5}$
- Probabilitatea cedării în 10 ani: $P_f = [10^{-2} \times (10 \times 8 \times 10^{-2})] + [10^{-3} \times 10^{-2}] = 8.01 \times 10^{-3}$
- Probabilitatea ruperii în 10 ani: $P_f = [10^{-2} \times (10 \times 6 \times 10^{-3})] + [10^{-3} \times 10^{-2}] = 6.1 \times 10^{-4}$

Nivelul ridicat de oxigen poate conduce atât la **cedarea prin oxidare** cât și la ruperea prin slăbirea **tenacității la rupere** a materialului sau la creșterea cu predilecție către **fisurarea corozivă sub tensiune** și la creșterea **fisurării prin oboseală**.

9.5. Metoda FMEA (Failure Modes and Effects Analysis)

FMEA reprezintă o modalitate de analiză a cedărilor și a impactului /efectelor /consecințelor acestora - Failure Modes and Effects Analysis – metodologie de identificare a modurilor potențiale de defecțiune și a hazardului asociat cu proiectarea detaliată a produsului sau procesului.

Literatura de specialitate face referire la următorii pași de urmate în aplicarea metodei:

1. Descrierea sistemului sau procesului în condițiile unei defecțiuni luate în considerare;
2. Identificarea tuturor căilor prin care un sistem sau un proces se poate defecta. Se utilizează informațiile din baza de date, experiența personală sau a unui proces de creație (asemănător modului brainstorming);
3. Identificarea simptomelor fiecărui mod de defecțiune care ar putea ajuta la detecție;
4. Determinarea efectul fiecărui mod de defectare;
5. Evaluarea probabilităților pentru fiecare mod de defectare posibil;
6. Evaluarea riscului de producere a pierderilor (pagubelor) personale și proporția avariei pentru fiecare mod de defectare;
7. Calcularea indicelui de pericol (danger index) de la pașii 5 & 6 și multiplicarea probabilităților.

9.5.1. FMEA - impactul consecințelor

Prin definiție avem:

$$Risc = (p_a)(c_g)$$

unde:

- p_a – clasa privind probabilitatea de apariție;
- c_g – reprezintă categoria gravității atunci când defectul se manifestă.

Sunt mai multe variante ce pot fi luate în calcul atunci când se dorește a se evalua care sunt consecințele rezultate în urma manifestării unui eveniment nedorit. În general, sunt luate în considerare scări ce conțin mai multe trepte ale gravității consecințelor. Numărul de trepte luat în considerare este în funcție de complexitatea problematicii abordate în ceea ce privește determinarea consecințelor pe baza unei ierarhizări sub formă de clase de consecințe. De exemplu, în tabelul de mai jos este luată în considerare o scară cu cinci nivele sau categorii ale consecințelor.

Categoria de consecințe	Descriere impact	Definiție
I	Neglijabil	Defect funcțional a unei piese sau a unui proces fără deteriorări cu funcționarea în continuare a sistemului
II	Important	Defecte cu posibilități de apariție fără degradări majore a sistemului sau deteriorări serioase
III	Major	Degradare majoră a sistemului cu posibilitatea de reparare ulterioară și / sau rănire a personalului
IV	Critic	Deteriorare totală a sistemului și / sau accidente grave
V	Catastrofal	Ieșirea completă din uz a sistemului și / sau pierderi de vieți omenești

9.5.2. Probabilitatea de manifestare a riscului

Probabilitatea de manifestare se cuantifică pe baza a cinci nivele sau clase: A, B, C, D, E

Nivelul	Probabilitatea	Descriere	Operație singulară
A	10^{-1}	Frecvent	Apariție frecventă
B	10^{-2}	Probabil	Are loc la diverse momente pe durata de viață a produsului
C	10^{-3}	Ocazional	Are loc la un moment pe durata de viață a produsului
D	10^{-4}	Vag (slab, îndepărtat)	Puțin probabil să apară dar este posibil
E	10^{-5}	Improbabil	Rareori are loc

9.5.3. Eveniment – probabilitate

Numărul priorității de risc (risk priority number - RPN) este dat de relația

$$RPN = (g_d) \cdot (p_a) \cdot (p_d)$$

unde:

- g_d – reprezintă cantitativ gravitatea defectului;
- p_a – reprezintă probabilitatea de apariție;
- p_d – reprezintă probabilitatea de detecție.

Dacă RPN de valoare ridicată, se indică un risc semnificativ pentru sistem. În acest caz se impune reproiectarea produsului urmărindu-se eliminarea sau cel puțin reducerea acestui risc.

Scala de normare - 10 clase - pentru gravitatea efectului produs prin manifestarea defectului

Clasa	Descriere	Efectul asupra sistemului sau consumatorului	Paguba materială posibilă	Hazard
1	Neobservabilă	Aproape nimic	Aproape nimic	Aproape nimic
2	Foarte mică	Observabil	Aproape nimic	Aproape nimic
3	Mică	Consumator deranjat	Aproape nimic	Aproape nimic
4	Ușoară (slabă)	Consumator deranjat, sistemul necesită service	Aproape nimic	Aproape nimic
5	Moderată	Reclamație de la consumator, sistemul necesită service	Minor	Ușor
6	Semnificativă	Reclamație de la consumator, sistem parțial defectat	Moderat	Ușor
7	Majoră	Consumator nemulțumit, deranjament major în sistem	Semnificativ	Deteriorare minoră
8	Extremă	Sistem inoperabil sau inutilizabil	Major	Deteriorare
9	Decisivă	Sistem inoperabil sau inutilizabil	Extrem	Deteriorare serioasă
10	Riscantă	Sistem inoperabil	Extrem	Pierderi umane

Scala de normare pentru probabilitatea de apariție

Estimare	Descriere	O apariție la ? evenimente	O apariție la ? evenimente	O apariție
1	Extrem de îndepărtată	1.000.000	$\geq 500.000.000$	în 5 - ani
2	Foarte puțin probabilă	100.000	500.000.000	în 3 - 5 ani
3	Foarte ușor întâmplătoare	25.000	1.666.667	în 1- 3 ani
4	Ușor întâmplătoare	2.500	16.667	la 1 an
5	Ocazională	500	10.000	la 6 luni
6	Moderată	100	333	la 3 luni
7	Destul de frecventă	25	100	pe lună
8	Ridicată	5	20	pe săptămână
9	Foarte înaltă	3	3	oricare zi
10	Extrem de înaltă	≤ 2	\leq	pe zi

Scala de ierarhizarea a probabilității de detectare a defectului

Estimare	Service	Fabricație
1	Aproape sigur	100 % inspecție automată (SPC) + calibrare & întreținere preventivă
2	Foarte înalt	100 % inspecție automată (SPC)
3	Înalt	100 % SPC ($C_{pk} \geq 1.33$)
4	Moderat	100 % SPC
5	Moderat	Parțial SPC + 100 % inspecție finală
6	Scăzut	100 % inspecție manuală utilizând calibre trece / nu trece
7	Ușor (scăzut)	100 % inspecție manuală în proces
8	Vag (slab)	Inspecție simplă, 100 % fără defect
9	Foarte vag (slab)	Inspecție simplă, se acceptă nivelul de calitate
10	Aproape fără	Fără inspecție

9.6. Proiectarea și realizarea unei diagrame de tip arbore de defectare

Programul utilizat în cadrul acestei lucrări a fost achiziționat de la firma ITEM, interfața acestuia fiind prezentată în *figura 9.3*.

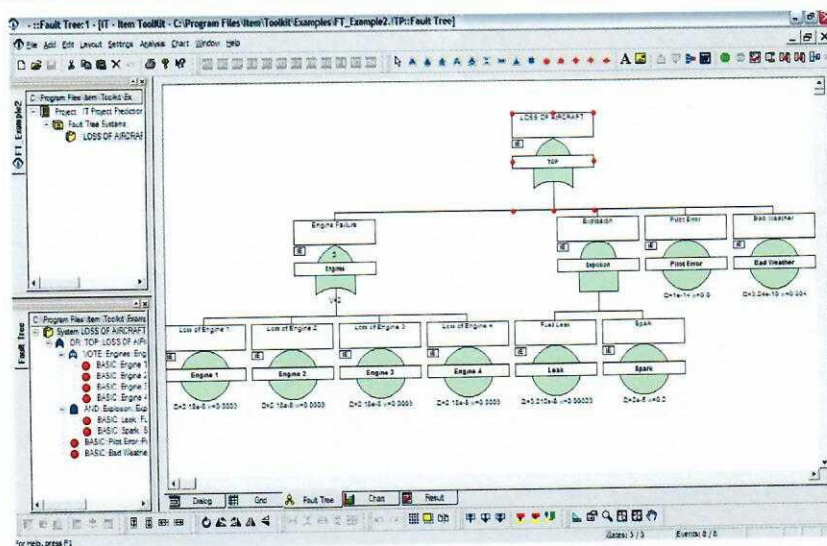


Fig. 9.3. Interfața programului ITEM – PRA (Probabilistic & Risk Analysis)

În figura 9.4 se prezintă diagrama binară cu operatori *booleeni*, de tip "arbore de defectare" și rezultatele obținute cu ajutorul programului de calcul, pentru toți parametrii prezentați în tabelele ce vor urma.

Așa cum se poate constata din figura 9.4, structura „arborelui de defectare” este relativ amplă (laborioasă), conținând un număr însemnat de evenimente primare. Ca urmare a rulării programului cu datele introduse pentru evenimentele primare se obțin rezultate atât pentru evenimentul principal (apariția fisurii în acest caz), cât și pentru evenimentele secundare. Caracteristicile modelelor notate de la 1 la 12 utilizate pentru caracterizarea evenimentelor primare sunt: Fixed (1, 5, 11, 12), Rate (2, 7, 8, 9, 10), Normal (3, 4) și Uniform (5, 6).

9.7. Modele utilizate pentru evenimentele primare

Modelul „Fixed” este atribuit evenimentului a cărui probabilitate de manifestare nu variază cu timpul și este utilizat pentru a reprezenta probabilitatea de cedare impusă. „Rate Model” este un model dependent de timp și presupune o rată constantă de cedare și reparare bazându-se pe numărul de cedări pe oră pe parcursul întregii perioade de funcționare a sistemului. Indisponibilitatea la timpul t , sau durata de viață este dată de relația:

$$Q(t) = \frac{\lambda}{\lambda + \mu} [1 - e^{-(\lambda + \mu)t}] \quad (9.1)$$

Frecvența de cedare la timpul t este dată de:

$$w(t) = (1 - Q(t)) \cdot \lambda \quad (9.2)$$

unde:

$Q(t)$ - indisponibilitatea componentei;

λ - rata de cedare a componentei;

μ - rata de reparație a componentei.

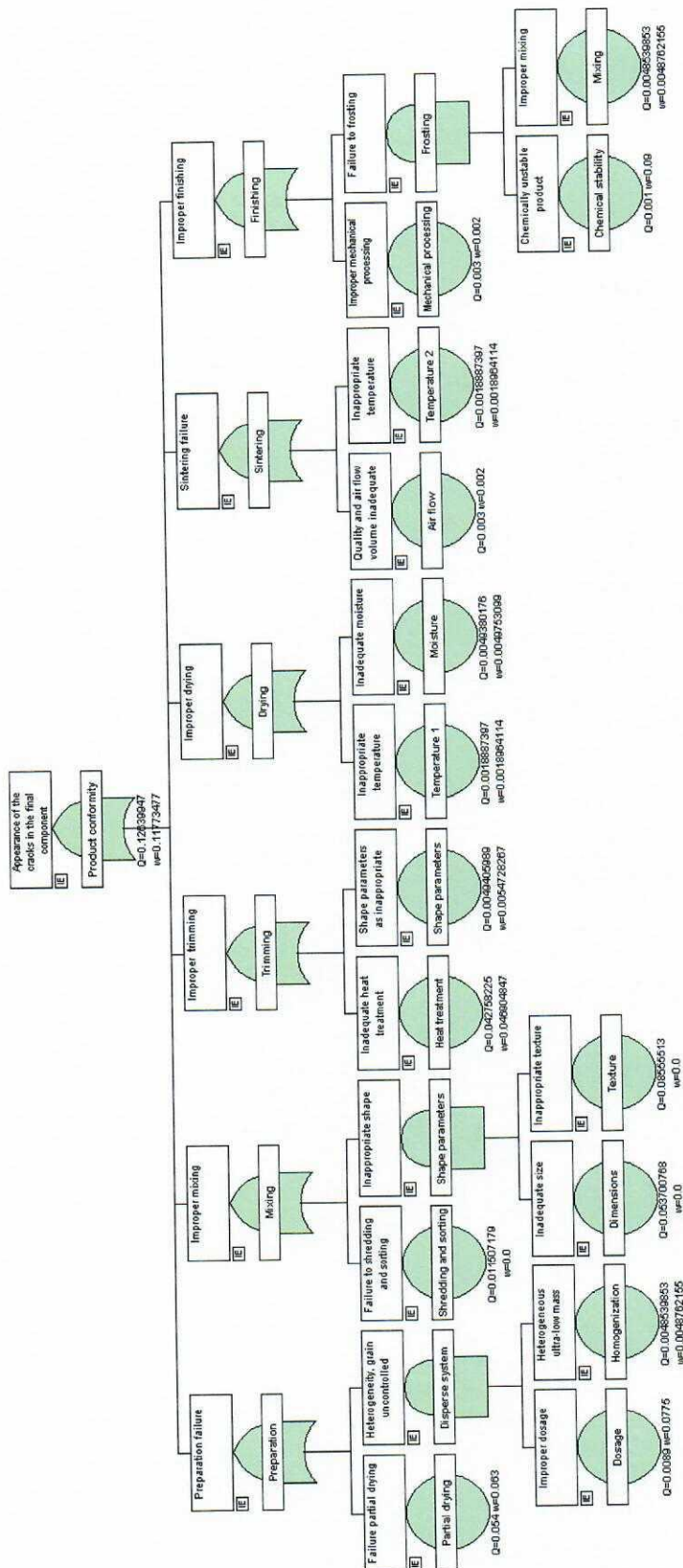


Fig. 9.4. Diagrama de tip "Fault tree" pentru determinarea probabilității de apariție a fisurii într-un material ceramic

„Normal distribution” este un model dependent de timp. Probabilitatea cedării la timpul t este dată de relația:

$$F(t) = \int_0^t f(t) dt \quad (9.3)$$

$$f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-\mu)^2}{2\sigma^2}}$$

unde

t - timpul; σ - deviația standard; μ - valoarea medie.

Pentru a calcula probabilitatea cedării pe baza acestei distribuții este necesar să cunoaștem valorile pentru parametrii reprezentând deviația standard și valoarea medie.

„Uniform distribution” este un model dependent de timp. Probabilitatea de cedare la timpul t este dată de:

$$F(t) = \frac{t-a}{b-a} \quad (9.4)$$

unde

t - timpul; a - limita inferioară; b - limita superioară.

Pentru a calcula incertitudinea pentru această distribuție este nevoie să se cunoască incertitudinea parametrilor a și b . Datele privitoare la evenimentele primare sunt sumarizate în tabelele 9.3 și 9.4.

Tab. 9.3. Raportul privind modelele cu cedare fixă, oferit de interfața programului ITEM

Model ID	Unavailability	Failure Frequency	Calculated Unavailability	Calculated Failure Frequency
Model 1	0.0089	0.0775	0.0089	0.0775
Model 5	0.054	0.063	0.054	0.063
Model 11	0.003	0.002	0.003	0.002
Model 12	0.001	0.09	0.001	0.09

Tab. 9.4. Raportul privind modelele de tip „rate”, oferit de interfața programului ITEM

Model ID	Failure Rate	Repair Rate	Calculated Unavailability	Calculated Failure Frequency
Model 2	0.0049	0.014	0.0048539853	0.0048762155
Model 7	0.049	0.23	0.042758225	0.046904847
Model 8	0.0055	0.213	0.0049405989	0.0054728267
Model 9	0.0019	0.01	0.0018887397	0.0018964114
Model 10	0.005	0.02	0.0049380176	0.0049753099

9.8. Tipuri de analiză

Cu ajutorul metodei bazate pe „arboarele de defectare” pot fi dezvoltate tipurile de analiză prezentate mai jos.

Evaluări calitative

Pentru evaluări calitative se obține un număr minim de elemente prin reducerea de tip Boolean a arborelui de defectare. Elementele astfel obținute sunt utilizate nu numai în evaluările calitative ci și în toate evaluările cantitative. După obținerea elementelor, se poate aprecia importanța cedării prin ordonarea elementelor în concordanță cu mărimea lor. Elementele minimale sunt listate în raport cu ordinea în care apar în diagramă.

O altă analiză importantă care poate fi făcută este cea a cedării din cauze obișnuite. În principiu, toate cedările din diagrama arborelui de cedare nu trebuie neapărat să fie independente. O singură cauză comună poate conduce la cedări multiple, care duc la cedarea sistemului. Cedările multiple pot duce la cedarea sistemului care își are originea într-o cauză comună. Pentru a identifica elementele susceptibile de cedări trebuie să se definească în primul rând categoriile de cauze comune. Printre exemplele de categorii de cauze comune se numără: producătorul, mediul, sursele de energie și oamenii.

Analiza calitativă include:

- elementele minimale ale arborelui de defectare, combinația dintre cedările de componente care cauzează cedarea sistemului;
- importanța componentei calitative: - rangul calitativ al contribuțiilor la cedarea sistemului;
- elemente minimale susceptibile la cedări din cauze comune: - elemente minimale care au potențialul de a cauza o singură cedare.
-

Analiza cantitativă

Odată ce elementele minimale sunt obținute, evaluările de probabilitate pot avea loc dacă se dorește obținerea unor rezultate cantitative. Dacă probabilitățile de cedare ale unei componente sunt tratate ca variabile arbitrare, acestea se pot propaga până la evenimentul de top, pentru a determina variațiile probabilității de cedare. Prin termenul componentă ne referim la orice eveniment primar care apare pe arboarele de cedare. Pentru o componentă putem avea probabilitate de cedare dependentă de timp sau o probabilitate de cedare dependentă de cerere.

Analiza cantitativă include:

- probabilități absolute: - probabilități de cedare a sistemului și a elementelor;
- importanța cantitativă a componentelor și a elementelor minimale: - rangul cantitativ al contribuțiilor la cedarea sistemului;
- sensibilitate și evaluări de probabilitate relative: - efectele schimbărilor în modele și determinări de date și erori.

În *tabelul 9.5* sunt sintetizate rezultatele pentru evenimentul principal, respectiv, fisurarea unei componente fabricată din material ceramic tehnic, ca urmare a imperfecțiunilor apărute în cadrul procesului tehnologic. Se constată că probabilitatea de apariție a fisurilor în piesa

ceramică finală, ca urmare a disfuncționalităților din cadrul procesului tehnologic este de 12,6% iar frecvența de apariție a evenimentului este de 0,11. În condițiile cele mai nefavorabile, toate evenimentele primare concură la apariția evenimentului principal. Interpretarea dată parametrului 1 din *tabelul 9.5* poate fi și aceea că, în condițiile enunțate mai sus, 12% din totalul produselor fabricate vor conține fisuri.

Tab. 9.5. Sintetizarea datelor obținute pentru evenimentul primar

	Parameter	Summary View						
		Value	Mean	Std	5%	50%	95%	99.00%
1	Unavailability Q	0.12639947	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
2	Failure Frequency W	0.11773477	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
3	Mean Unavailability Qm	0.093027218						
4	Mean Availability Am	0.90697278						
5	CFI	0.13476957						
6	Expected Failures	0.12186029						
7	Unreliability	0.1257286						
8	Total Down Time (TDT)	0.093027218						
9	Total Up Time (TUT)	0.90697278						
10	MTBF	8.2061184						
11	MTTF	7.442726						
12	MTTR	0.76339236						
13	Availability	0.87360053						
14	Reliability	0.8742714						
15	No of Cut Sets	12						

Analiza calitativă a acestui arbore de defectare presupune observarea aportului evenimentelor primare și intermediare asupra evenimentului de top. Aceste influențe se pot vedea în *tabelul 9.5*. Pentru evenimentele primare, cele mai mari probabilități de apariție le sunt atribuite parametrilor de formă ale particulelor obținute prin măcinare. Prin îmbunătățirea parametrilor tehnologici ai acestei etape se modifică parametrii evenimentelor primare corespondente și astfel se poate constata aportul avut asupra probabilității de manifestare a evenimentului primar.

9.9. Exemple de aplicare a metodologiei de tip arbore de defectare

9.9.1. Arborele de defectare pentru un ambreiaj

Ambreiajul este un mecanism care folosește plăcuțe impregnate cu un material de fricțiune pentru a transfera energia de la motor la puntea tractoare, *figura 9.5*. Este folosit la schimbarea vitezelor și pentru a accelera. Ambreiajul este, de asemenea, folosit pentru a izola componentele care se rotesc de cele fixe, reducând solicitarea de șoc dintre acestea. Vehiculele cu transmisie manuală folosesc ambreiajul pentru a transfera puterea de la cutia de viteze la roți. Prin apăsarea pedalei de ambreiaj se acționează (prin intermediul rulmentului de presiune) o diafragmă care îndepărtează placa de presiune, eliberând astfel discul de ambreiaj, aflat între volantă și placa de presiune. Astfel, discul de ambreiaj se va roti liber, fără a mai fi cuplat de volantă, motorul fiind deconectat de trenul de rulare.

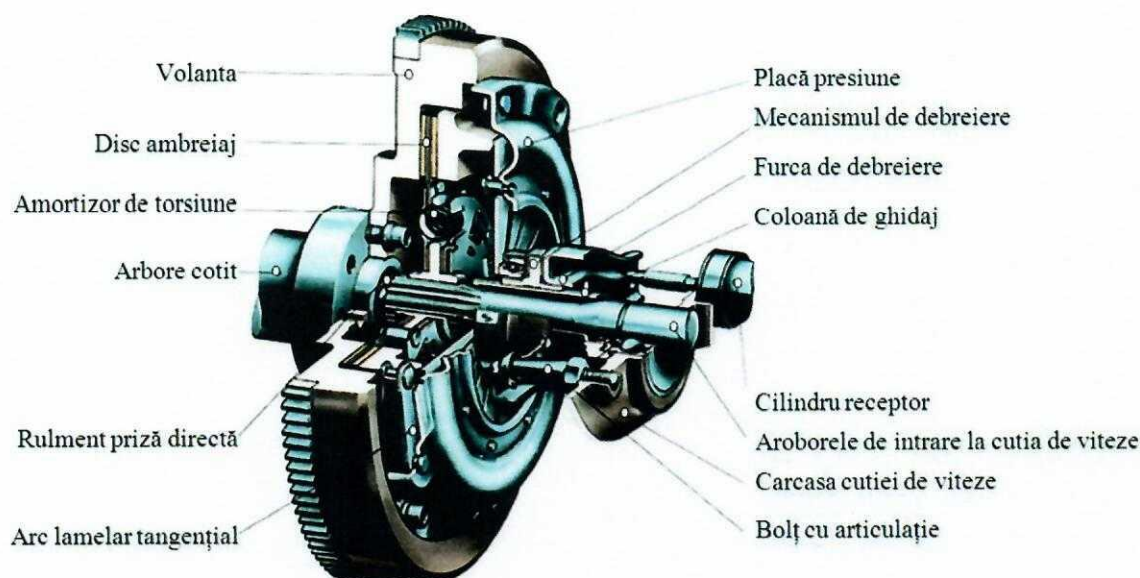


Fig. 9.5. Componentele și structura unui ambreiaj

În figura 9.6 s-a realizat, cu ajutorul softului Item Toolkit, un arbore de defectare pentru un ambreiaj. Structura arborelui de defectare cuprinde:

- evenimentul de top: defectarea sau funcționarea defectuoasă a ambreiajului;
- 9 porți logice de tip „SAU”;
- 10 evenimente de bază.

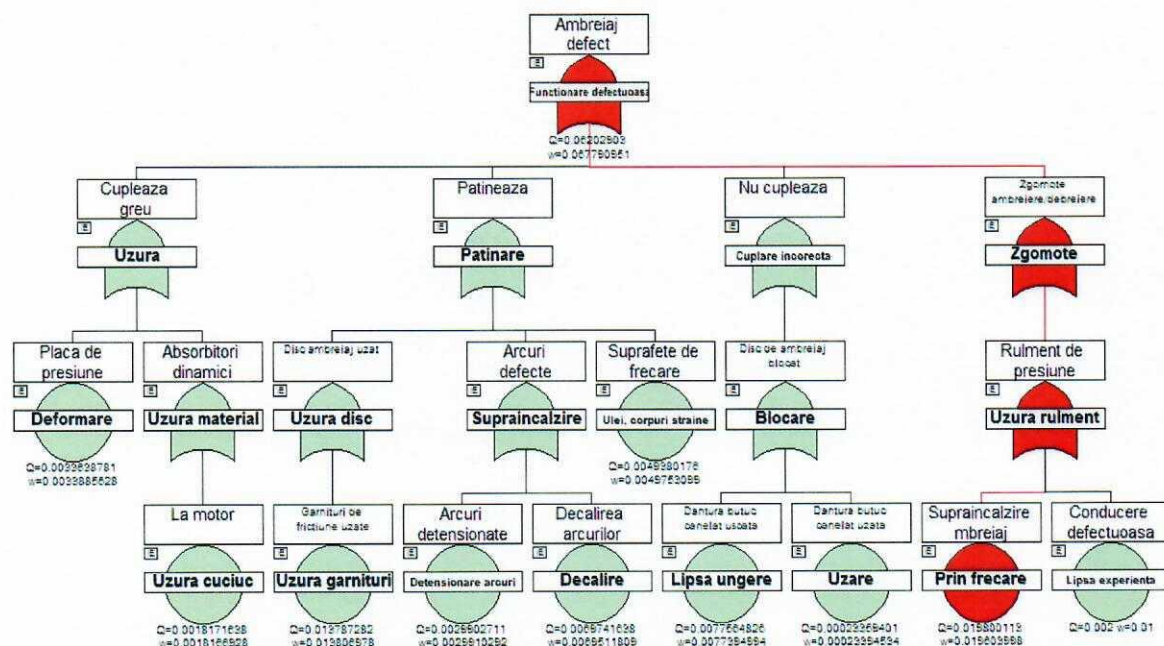


Fig. 9.6. Arborele de defectare a ambreiajului

Atât pentru evenimentul de top cât și pentru porțile logice, în zona de program prezentată în figura 9.7 se stabilesc următoarele: tipul porții, denumirea defectului și descrierea tipului de neconformitate.

Fig. 9.7. Descrierea evenimentelor (de bază și intermediare)

Pentru fiecare eveniment de bază în zona de program prezentată în *figura 9.8* sunt trecute următoarele caracteristici: tipul (denumirea) evenimentului (vezi *tabelul 9.1*), denumirea evenimentului, modul de cedare bazat pe *modelele utilizate pentru evenimentele primare*, (vezi &9.5) și alte caracteristici stabilite ca fiind implicate în program dar care pot fi modificate.

Fig. 9.8. Parametrii generali și modele de cedare pentru evenimentele de bază

În funcție de modul de cedare luat în considerare, trebuie furnizate (*figurile 9.9 a și b*): probabilitatea de cedare, frecvența de manifestare, rata de reparație, deviația standard, valoarea medie, limitele inferioară și superioară, etc.

a) modelul „Fixed”

b) modelul „Rate”

Fig. 9.9. Parametrii evenimentului de baza cu privire la modelul ales în privința defectării/cedării – Fixed și Rate

Indiferent de modul de cedare ales, după rularea programului, fiecărui eveniment de bază îi vor fi calculate probabilitatea de cedare și frecvența de manifestare - pentru modelul „Fixed”

acestea au fost stabilite încă de la început. În aceste condiții, la trecerea prin porți se vor calcula probabilitatea de cedare și frecvența de manifestare, până la evenimentul de top (efectul). Din analiza arborelui de defectare, prezentat în *figura 9.6*, a rezultat o probabilitate de defectare sau funcționare defectuoasă a ambreiajului, "Q" de 6,2% și o frecvență de manifestare, "w", de 6,7%. Tot din *figura 9.6* se poate vedea care este traseul cu influența cea mai nefavorabilă în ceea ce privește posibilitatea ca ambreiajul să se defecteze sau să nu funcționeze la parametri proiectați.

În *tabelele 9.6, 9.7 și 9.8* se prezintă rezultatele furnizate de către program. Astfel, se constată că sunt un număr de 10 trasee, ordonate în funcție de contribuția lor (nefastă) la probabilitatea de manifestare a neconformității (defectarea ambreiajului). În acest fel, putem face o evaluare, din punct de vedere a situațiilor de risc în care ne aflăm, pentru a lua măsuri în consecință și a diminua probabilitatea de manifestare inițială a evenimentelor primare.

Este evident că, vom lua în considerare, mai întâi, traseul cu influența cea mai mare, *figura 9.6*. Pe de altă parte, trebuie avut grijă și la costurile acestor măsuri care nu trebuie să fie prea mari. În consecință, se face o evaluare în vederea *diminuării* șanselor de manifestare a evenimentelor primare sau de influență prin porți a acestora asupra evenimentului de top. În *tabelul 9.6* sunt date mărimi ca: probabilitatea, frecvența, riscul și fiabilitatea, ce caracterizează **evenimentul de top**. Toate mărimile prezentate aici sunt importante și trebuie luate în considerare din perspectiva riscului asumat.

Tab. 9.6. Probabilitate, frecvență, risc, fiabilitate, pentru evenimentul de top

Summary				Life Time: <input type="text"/>				OK
Parameter:	Value	Mean	Std	5%	50%	95%	99.00%	
Unavailability Q:	0.06202903	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
Failure Frequency W:	0.067790951	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
Mean Unavailability Qm:	0.032357108							
Mean Availability Am:	0.96764289							
CFI	0.07227404							
Expected Failures:	0.069935461							
Unreliability:	0.069724072							
Total Down Time TDT:	0.032357108							
Total Up Time TUT:	0.96764289							
Failure Rate:	0.07227404							
MTBF:	14.298898							
MTTF:	13.836227							
MTTR:	0.46267098							
Availability:	0.93797097							
Reliability:	0.93027593							
No. of Cut Sets:	17							

În *tabelul 9.7* este prezentată lista evenimentelor de bază și sunt date criteriile de importanță privind contribuția acestora. Măsurarea importanței pe baza criteriului F-Vesely (Fussell-Vesely) reprezintă contribuția respectivului eveniment la cedarea sistemului. Criteriul Birnbaum aplicat unui eveniment este o măsură a sensibilității cedării sistemului ținând cont de riscurile de cedare / defectare ale componentelor sau de probabilitatea de eșec înregistrată în cadrul fiecărui eveniment, de bază sau intermediar. Măsurarea importanței evenimentului pe baza criteriului B-Proschan (Barlow-Proschan) ia în considerare (în calculul său) diferite secvențe de cedări în cadrul evenimentelor primare sau intermediare.

Tab. 9.7. Lista evenimentelor de bază și criterii de importanță – contribuția evenimentelor

Importance			
Event:	F-Vesely:	Birnbaum:	B-Proshan
Prin frecare	0,31102439	1	0,27415419
Uzura garnituri	0,21657356	1	0,19308516
Lipsa ungere	0,12184048	1	0,10823385
Decalire	0,10955165	1	0,097209529
Ulei, corpuri straine	0,077567431	1	0,069577751
Deformare	0,052840513	1	0,047387718
Detensionare arcuri	0,046971814	1	0,041828366
Lipsa experienta	0,031416425	1	0,13984607
Uzura cuciuc	0,028544395	1	0,025405733
Uzare	0,0036693444	1	0,0032716335

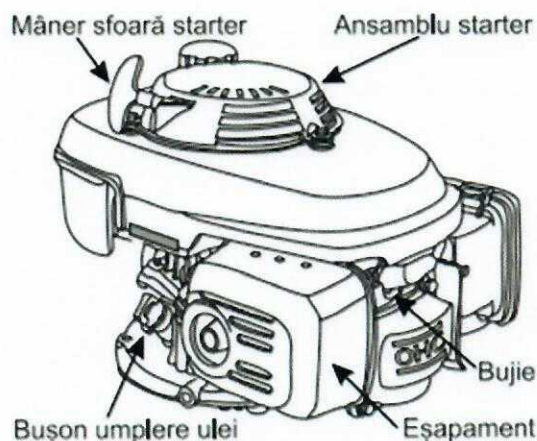
În *tabelul 9.8* este prezentată lista evenimentelor de bază în ordinea contribuției lor (nefaste) asupra probabilității și frecvenței de manifestare a evenimentului de top.

Tab. 9.9. Lista evenimentelor în ordinea importanței lor

Cut Sets			
No:	Unavailability:	Frequency:	Events
1	0.019800113	0.019603998	Prin frecare
2	0.013787282	0.013806978	Uzura garnituri
3	0.0077564826	0.0077394994	Lipsa ungere
4	0.0069741638	0.0069511809	Decalire
5	0.0049380176	0.0049753099	Ulei, corpuri straine
6	0.0033638781	0.0033885628	Deformare
7	0.0029902711	0.0029910292	Detensionare arcuri
8	0.002	0.01	Lipsa experienta
9	0.0018171638	0.0018166928	Uzura cuciuc
10	0.00023359401	0.00023394534	Uzare

9.9.2. Arbore de defectare al unui motor în 2 timpi

Motoarele în doi timpi se folosesc la drujbe, skijet-uri, motosape, bărci și alte construcții de dimensiuni mici. Se numește motor în doi timpi pentru că există un timp de compresie-admisie și unul de explozie-admisie-evacuare, în comparație cu un motor în patru timpi unde, admisia, compresia, explozia și evacuarea, se fac pe rând, *figura 9.10*.

**Fig. 9.10.** Elemente componente ale motorului în doi timpi

În figura 9.11 este structurat și analizat un arbore de defectare pentru un motor în doi timpi. Structura arborelui de defectare cuprinde:

- evenimentul de top reprezentând posibile defecțiuni, funcționarea defectuoasă sau în afara parametrilor proiectați a motorului în doi timpi;
- 3 porți logice de tip „SAU”;
- 7 evenimente primare care au la bază posibile funcționări defectuoase, cedări, condiții improprii de funcționare, etc.

Pentru toate evenimentele de bază s-a adoptat modelul „Fixed” ca fiind reprezentativ în ceea ce privește riscul de defectare a motorului în doi timpi. În consecință, impunând, pentru evenimentele primare, o probabilitate de manifestare Q și o frecvență de apariție w , pentru evenimentul de top, prin rularea programului și efectuarea calculelor la trecerea prin porți, se obține o probabilitate de apariție a cedării de 5,6% și o frecvență de manifestare de 0,123.

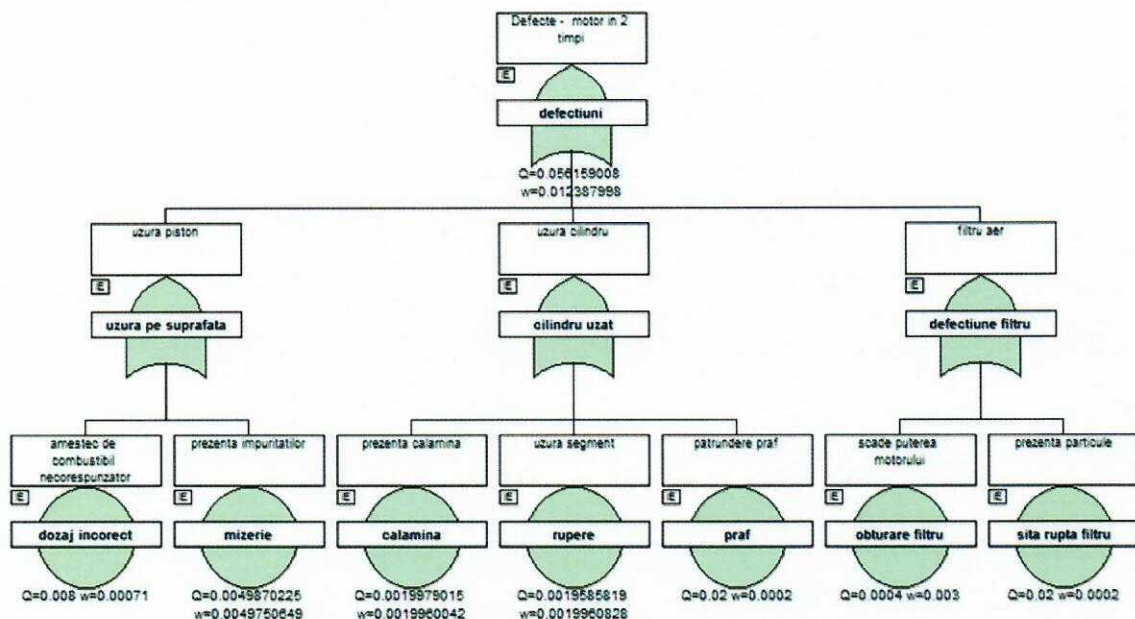


Fig. 9.11 Arbore de defectare motor în 2 timpi

În figura 9.12 se prezintă rezultatele furnizate și obținute prin rularea programului determinat de diagrama arborelui de defectare din figura 9.11. Sunt 7 trasee de risc, iar evenimentul primar cu cea mai mare influență asupra apariției unei defecțiuni, îl reprezintă prezența prafului.

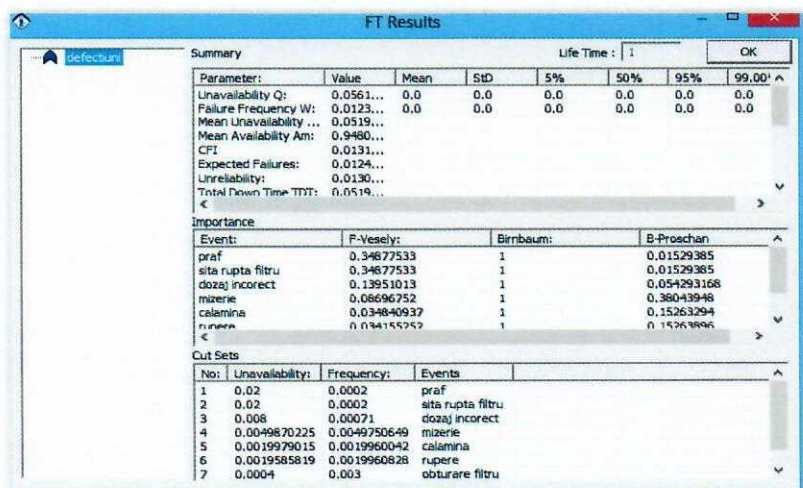
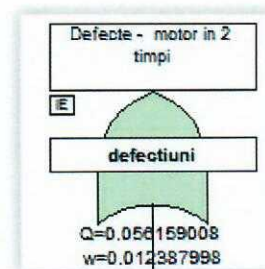


Fig. 9.12. Rezultate finale arbore de defectare motor in 2 timpi

Din *figura 9.13*, se constată că prin analiza arborelui de defectare menționat a rezultat o probabilitate de apariție a defectului "Q" de 5% și o frecvență de apariție pe an "w" = 1%

Fig. 9.13. Probabilitatea și frecvența de defectare



9.10. Concluzii

1. "Arborele de defectare" este una dintre metodele cele mai utilizate pentru analiza fiabilității și pentru calculul probabilității de cedare.
2. Scopul analizei pe baza "arborelui de defectare" este de a evalua probabilitatea ca un eveniment de top să aibă loc, cu ajutorul metodelor analitice și statistice. Rezolvarea arborelui de defectare implică cunoașterea unor date privind fiabilitatea sistemului, acestea fiind date cantitative și de întreținere, cum ar fi probabilitate de cedare, rata de cedare, nivelul de cedare, timpul până la cedare, rata de reparații.
3. Construirea unui model de tip arbore defectare poate oferi o perspectivă asupra sistemului prin care se pun în evidență potențialele deficiențe.
4. Scopul final este analiza fiabilității dar și prevenirea unor defecte pe baza unor diagrame de tipul arbore de defectare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] M. Stamatelatos et. all, Fault Tree Handbook with Aerospace Applications, Prepared for NASA Office of Safety and Mission Assurance, NASA Headquarters Washington, DC 20546, August, 2002.
- [2] Z. Jinglun, S. Quan, Reliability analysis based on binary decision diagrams, Journal of Quality in Maintenance, Engineering, Vol. 4 No. 2, pp. 150-161, 1998.
- [3] H. S. M. Hosseini, M. Takahashi, Combining Static/Dynamic Fault Trees and Event Trees Using Bayesian Networks, F. Saglietti and N. Oster (Eds.): SAFECOMP 2007, LNCS 4680, pp. 93-99, 2007.
- [4] V. Goanță și V. Palihovici, Expertize în Ingineria Mecanică, Ed. Tehnopress, Iași, 2006.
- [5] J. Carlier, C. Lucet, A decomposition algorithm for network reliability evaluation, Discrete Appl. Math. 65, 141-156, 1996.

ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE ÎN INGINERIA MECANICĂ

- LABORATOR 10 -

EVALUAREA RISCULUI PE BAZA UTILIZĂRII DIAGramei DE TIP ARBORE DE EVENIMENTE- EXEMPLE

-
- 10.1. Analiza de tip arbore de evenimente
 - 10.2. Construcția unui arbore de evenimente
 - 10.3. Pași de bază în construcția arborelui de evenimente
 - 10.4. Definirea unui eveniment accidental
 - 10.5. Barierele de siguranță
 - 10.6. Evaluarea consecințelor
 - 10.7. Exemple de utilizare a metodologiei de tip arbore de evenimente
-

10.1. Analiza de tip arbore de evenimente

Diagrama de tip **arbore de evenimente** este o diagramă care prezintă toate posibile evenimente nedorite care succed o defecțiune inițială sau un eveniment nedorit. Evenimentul inițial poate fi defecțiune tehnică sau o eroare umană de operare.

Obiectivul îl reprezintă identificarea lanțului de evenimente ce se succed după unul sau mai multe evenimente de bază specificate, dacă evenimentul va evolua într-un accident grav sau va fi suficient controlat de către sistemele de siguranță și procedurile implementate. Urmările pot fi, așadar, recomandări pentru creșterea redundantă sau modificarea sistemelor de siguranță.

Abordarea de tip arbore de evenimente este o tehnică de identificare a mecanismelor potențiale de avariere. Abordarea furnizează o percepție clară a modului în care pot să apară o serie de evenimente care pot conduce la o nefuncționare a sistemului. Se cuantifică probabilitatea fiecărui eveniment, având în vedere apariția unui eveniment declanșator. Pe măsură ce numărul de evenimente se mărește, ramurile arborelui se desfac la fel ca ramurile oricărui copac. Fiecare cale din cadrul arborelui evenimentelor reprezintă o secvență specifică de evenimente care are un rezultat particular. Evenimentele din secvență trebuie definite astfel încât acestea să fie exclusive una față de alta. La momentul la care fiecare eveniment din cadrul arborelui primește o probabilitate, probabilitatea ramurii de evenimente rezultă din multiplicarea probabilităților de pe ramura respectivă. Rezultatul este un set de perechi frecvență-rezultat („avariere” sau „neavariere”). Probabilitatea totală reprezintă suma tuturor evenimentelor care contribuie la un rezultat.

În majoritatea arborilor de evenimente, ramificările evenimentelor intermediare sunt binare: un fenomen apare ori nu apare; un sistem eșuează sau nu eșuează. Există totuși câteva

exemple de arbori de evenimente care se bifurcă în mai mult de 2 ramuri. Ceea ce este necesar este ca traiectoriile distincte să fie reciproc exclusive și cuantificate ca atare (cel puțin la nivelul dorit de precizie).

Punctul de pornire (referitor la un eveniment inițiator) întrerupe funcționarea normală a sistemului. Arborele de evenimente arată secvențele evenimentelor care implică funcționarea normală și/sau cedarea componentelor sistemului ca urmare a evenimentului inițiator care influențează funcționarea ulterioară a sub-sistemelor.

Această metodă permite aprecierea riscului utilizând graful evenimentelor. Este o metodă de analiză și cuantificare bazată pe logică binară.

Metodologia de analiză a defectelor cu ajutorul arborelui de evenimente constă într-o analiză a cauzelor posibile de pornire la nivel de sistem, sub-sistem, echipamente și componente, prin identificarea tuturor cauzelor posibile de defectare / neconformitate / cedare / eșec.

Metodele de evaluare care permit cuantificarea probabilității unui accident și a riscurilor asociate în raport cu funcționarea pe baza planului inițial, se bazează pe descrierea grafică a secvențelor de posibilă funcționare neconformă prin angajarea unei tehnici de analiză arborescentă (Event Tree Analysis). Această metodă este utilizată pentru a efectua o analiză matematică a secvențelor de funcționare după cedare și a fost creată pentru a determina predominant **fiabilitatea** sistemelor mecanice și electronice. Este utilizată pe scară largă în industria nucleară, dar nu poate avea acuratețe pentru o evaluare generală de pericol major, pentru că acest lucru ar implica un efort substanțial și costuri ridicate.

Atunci când se efectuează o analiză a riscului, identificarea și elaborarea scenariilor accidentului sunt fundamentale pentru conceptul de evaluare a riscului. Procesul începe cu un set de evenimente inițiale care perturbă sistemul, adică îl determină să își schimbe modul de operare sau configurația. Pentru fiecare eveniment inițial, analiza începe cu determinarea modurilor adiționale de eșec, necesară pentru a evita consecințele nedorite. Consecințele și rata de frecvență a fiecărui scenariu sunt calculate pentru evenimente inițiale individuale formându-se un profil al riscului pentru fiecare sistem.

Managementul riscului implică identificarea și prevenirea sau reducerea scenariilor accidentului nefavorabile și promovarea de scenarii favorabile. Managementul riscului revendică înțelegerea elementelor scenariilor nefavorabile astfel încât componentele lor să poată fi prevenite sau reduse, dar și înțelegerea scenariilor favorabile astfel încât componentele lor să poată fi îmbunătățite.

10.2. Construcția unui arbore de evenimente

Arborele de evenimente este o reprezentare grafică a căilor logice începând cu **evenimentul de vârf, accidental**, și continuând cu toate scenariile posibile. Pentru fiecare nod este realizată o evaluare probabilistică între alternativele posibile. Prin evaluare probabilității din fiecare nod, este posibilă evaluarea probabilității fiecărui scenariu. Frecvența fiecărui scenariu este, de aceea, calculată prin produsul dintre frecvența fundamentală a evenimentului de vârf și probabilitatea scenariului selectat.

Un eveniment accidental este definit ca prima deviație semnificativă de la o situație normală ce poate avea consecințe nedorite (ex.: scurgeri de gaze, apariția unui scurt-circuit, producerea unui incendiu, defectarea unei componente). Un eveniment accidental poate avea diferite consecințe. Consecințele potențiale pot fi ilustrate printr-o secvență de tipul cele prezentate în figura 10.1.

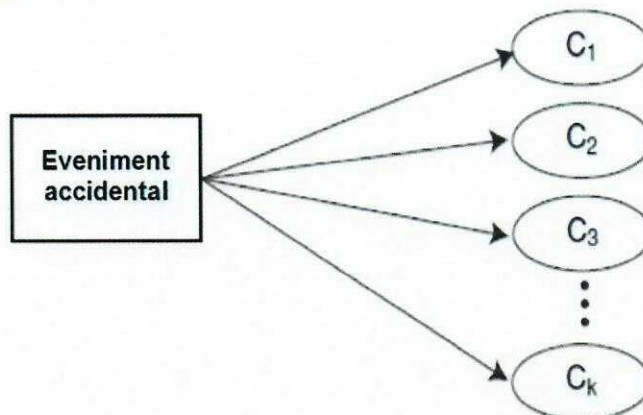


Fig. 10.1. Secvență spectru a unui eveniment accidental

Majoritatea sistemelor bine proiectate au una sau mai multe **bariere** implementate pentru împiedicarea sau prevenirea consecințelor implicate de evoluția evenimentului accidental și de transferul consecințelor asupra celorlalte componente ale sistemului. Probabilitatea ca un eveniment accidental să conducă la o serie de consecințe nedorite va depinde, prin urmare, de eficiența funcționării sau nefuncționării acestor bariere.

Arborele de evenimente este utilizat pentru proiectarea scenariilor de accident. Un arbore de evenimente începe cu un eveniment inițial și progresează prin scenariul a o serie de evenimente intermediare până ce se ajunge la un deznodământ (de obicei nefast). Evenimentele intermediare reprezintă cedări sau evenimente care ameliorează sau agravează scenariul. Teoria analizei riscului este în strânsă legătură cu terminologia siguranței sistemului proiectat. Un scenariu al accidentului este echivalent cu un hazard; frecvența scenariului este echivalentă cu probabilitatea asociată riscului; rezultatul scenariului este echivalent cu gravitatea pericolelor.

Un scenariu al accidentului conține un eveniment inițial (EI) și, de obicei, unul sau mai multe evenimente intermediare (centrale) conducând la o încheiere (situația finală), ca în figura 10.2.

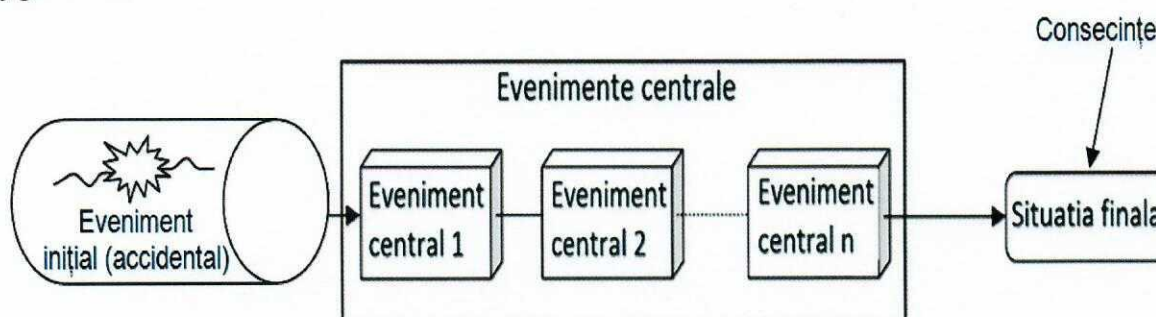


Fig. 10.2. Evoluția unei situații de risc

Prezent în majoritatea analizelor de risc, un eveniment inițial este o perturbare care necesită un tip de răspuns din partea operatorilor și a unuia sau mai multor sisteme de siguranță pentru a preveni un deznodământ nedorit. Evenimentele intermediare includ succese sau eșecuri ale acestor răspunsuri ori concurența sau non-concurența condițiilor externe sau fenomenelor cruciale. Partea de sfârșit este formulată în conformitate cu deciziile luate pe parcurs, fiind susținute de o analiză a rezultatelor. Scenariile sunt clasificate în funcție de tipul și gravitatea efectelor, variind de la rezultate total satisfăcătoare până la pierderi de diferite tipuri precum:

- pierderea vieții sau rănirea personalului;
- deteriorarea sau pierderea de echipamente sau a proprietății;
- daune colaterale neașteptate sau ca urmare a testelor;
- nerespectarea indicatorilor funcționali;
- pierderea de disponibilitate a sistemului;
- deteriorarea mediului.

Un arbore de evenimente distilează definițiile scenariului unui eveniment central și prezintă această informație într-o structură a arborelui care este folosită pentru clasificarea scenariilor în funcție de efectele lor. Rubrici ale unui arbore de evenimente sunt reprezentate de evenimente inițiale, evenimente intermediare și stările de sfârșit. Structura arborelui de sub aceste rubrici arată posibile scenarii care decurg din evenimentul inițial, în non-ocurența evenimentelor intermediare. Fiecare traiectorie distinctă prin arbore este un scenariu distinct. Conform cu o convenție larg răspândită dar informală, acolo unde evenimentele intermediare sunt folosite pentru a specifica succesul sau eșecul sistemului, ramura "în jos" este considerată a fi un eșec.

Structura unui arbore de evenimente este prezent în figura 10.3.

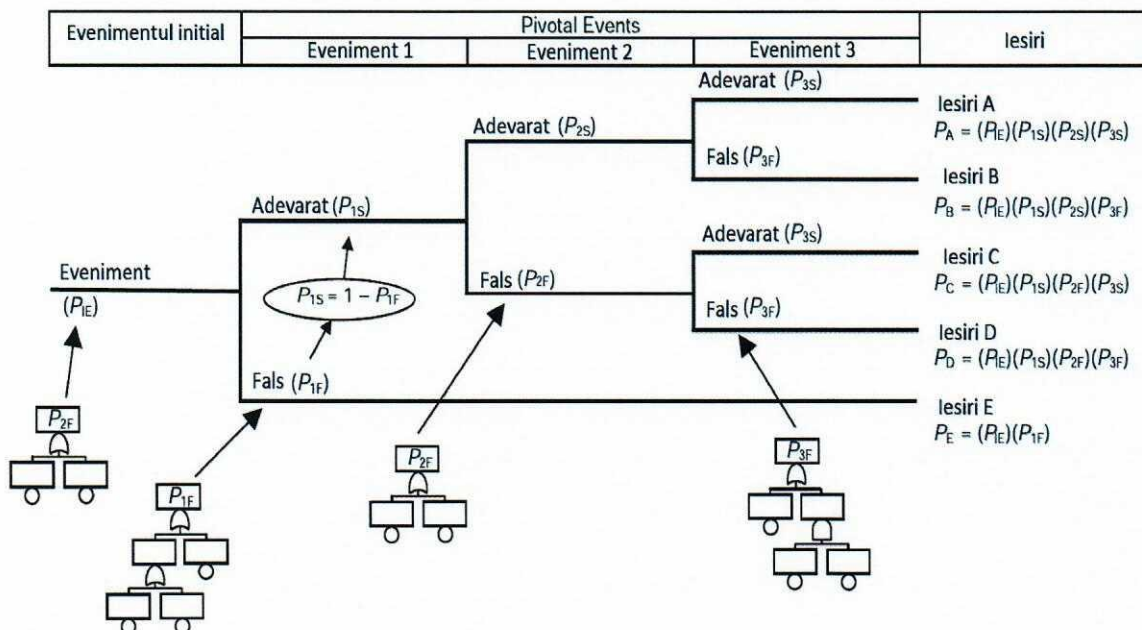


Fig. 10.3. Structura arborelui de evenimente

În majoritatea arborilor de evenimente, ramificările evenimentelor intermediare sunt binare:

- un fenomen apare ori nu apare;
- un sistem eșuează sau nu eșuează.

Acest caracter binar nu este necesar întotdeauna; există câteva exemple de arbori de evenimente care se bifurcă în mai mult de 2 ramuri. Ceea ce devine necesar este ca traiectoriile distincte să fie reciproc exclusive și cuantificate ca atare (cel puțin la nivelul dorit de precizie). Modelul arborelui de evenimente combină în mod logic toate contramăsurile de siguranță ce apar încă din momentul proiectării sistemului. Un efect secundar al analizei apriorii a sistemului pe baza unui arbore de evenimente în reprezintă faptul că pot fi descoperite și evaluate multe avarii de tipuri diferite.

Se poate observa modul în care arborele de evenimente prezintă îndeaproape conceptul de scenariu prezentat în *figura 10.3*.

Figura 10.4 prezintă, în ansamblu, un proces de analiză a arborelui de evenimente și rezumă relațiile implicate în acest proces. Procesul de analiză și elaborare a arborelui de evenimente implică utilizarea unor informații detaliate de proiectare și cunoștințe privind fiabilitatea și probabilitățile de defectare pentru fiecare componentă a sistemului analizat. Pentru elaborarea unei astfel de diagrame, analistul trebuie mai întâi să stabilească scenariile accidentului, evenimentele inițiale și evenimente intermediare.

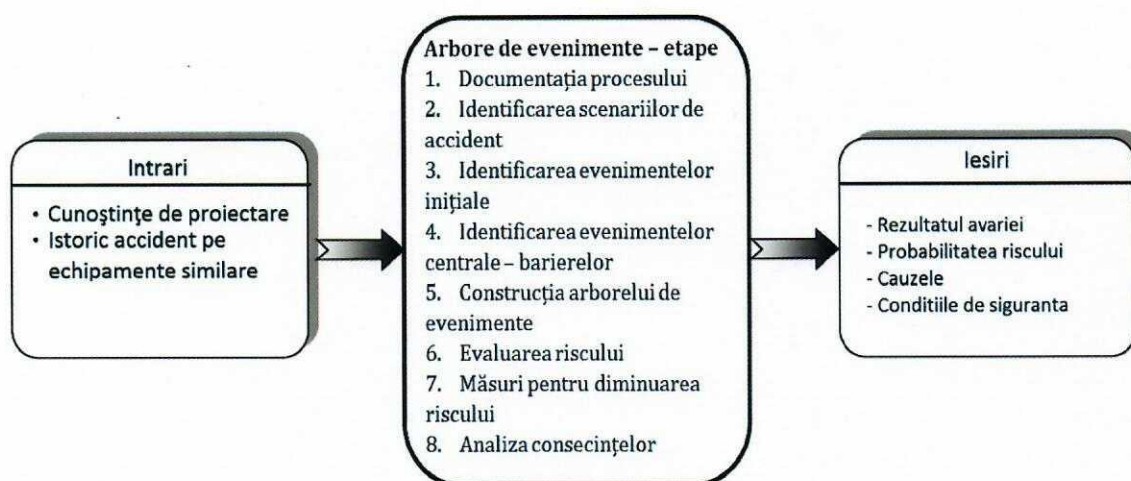


Fig. 10.4. Prezentare procesului de analiză inițială a arborelui de evenimente

Analiza de tip arbore de evenimente este o abordare progresivă, logică, deoarece înaintază de la elementele componente, prin nivelul subsistemului, la cel al sistemului. Aceasta este o abordare inductivă. Câteodată este mult prea dificilă sau greoaie prezentarea unui sistem doar cu arborele de evenimente, așa că studiile pentru analiza riscului au combinat diagrama arborelui de evenimente cu a ceea ce este arborelui de defectare. Odată ce diagrama arborelui de eveniment este construită, parametrii de calcul cum ar fi frecvența de defectare, pot fi aplicați evenimentelor de defect din diagramă. De obicei această informație provine dintr-o analiză separată de tip *arbore de defectare* pentru evenimentul sau componenta cărui i se dorește aplicată o probabilitate de cedare în cadrul arborelui de evenimente. Diagrama arborelui de evenimente prezintă cauza defectelor, scenariile a ceea ce se poate întâmpla după declanșarea

avariei, în timp ce arborele de defectare prezintă subsisteme complexe **pentru a obține probabilitatea cedării** acestor subsisteme. Un scenariu al accidentului poate avea diverse rezultate, în funcție de care evenimente intermediare cedează și de care funcționează corect. Îmbinarea arborelui de evenimente cu cel de defectare prezintă această complexitate.

Întodeauna vom avea $P_D + P_S = 1$, în care P_D este probabilitatea de defectare iar P_S este probabilitatea de funcționare cu succes, și, ca urmare, orice barieră instalată în calea evenimentului posibil inițiator va trebui prevăzută cu probabilitățile date de cele două posibilități. Dacă prin metoda de tip arbore de defectare se stabilește P_D atunci P_S rezulta din relația anterioară. Probabilitatea pentru un anumit rezultat final este calculată prin multiplicarea probabilităților asociate fiecărui eveniment aflat pe parcurs.

10.3. Pașii de bază în construcția arborelui de evenimente

Tab. 10.1. Etapele unui proces de analiză de tip arbore de evenimente

Pas	Atribuție	Descriere
1	Definirea sistemului	Examinarea sistemului și definirea limitelor sistemului, sistemelor și a interfețelor
2	Identificarea scenariilor accidentului	Realizarea unei aprecieri a sistemului ori a analizei riscului pentru a identifica riscul sistemului și scenariile accidentului existente în proiectarea sistemului.
3	Identificarea evenimentelor inițiale	Perfecționarea analizei riscului pentru a identifica evenimentele inițiale semnificative în scenariile accidentului. Evenimentele inițiale includ cauze precum: incendiu, coliziunea, explozia, degazarea de gaze toxice, etc.
4	Identificarea evenimentelor intermediare	Identificarea barierelor de siguranță sau a contramăsurilor cu un scenariu particular care încearcă să prevină avaria.
5	Obținerea probabilităților evenimentului de defecte	Obținerea sau calcularea probabilităților de cedare pentru evenimentele intermediare de pe diagrama de tip arbore de evenimente. Ar putea fi necesară utilizarea <i>arborelui de defectare</i> pentru a determina aceste valori pentru un eveniment intermediar.
6	Construirea diagramei arborelui de evenimente	Construirea unei diagrame logice a arborelui de evenimente, începând cu evenimentul inițial (cauza), apoi cu evenimentele intermediare (bariere, măsuri de siguranță) și completând cu valori de probabilitate (de defectare/cedare/funcționare defectuoasă), pentru fiecare rută posibilă.
7	Identificarea rezultatului riscului	Calcularea riscului pentru fiecare ramură a diagramei.
8	Evaluare rezultatul	Evaluarea rezultatului riscului pentru fiecare caz și

	riscului	determinarea acceptabilității riscului.
9	Propunerea unor măsurări corective	Dacă rezultatul riscului pentru o ramură nu este acceptabilă, se trece la dezvoltarea de strategii de proiectare pentru diminuarea riscului
10	Integrarea rezultatelor din cadrul acestui subsistem	Se face o analiză privitoare la influența riscului determinat aici în raport cu managementul general al riscului

În *tabelul 10.1* sunt descriși pașii de bază a unui proces de analiză a arborelui de evenimente, care include efectuarea unei analize detaliate a tuturor caracteristicilor implicate într-un lanț de evenimente care decurge din evenimentelor inițiale până la ieșirea din funcțiune.

Dacă avem în vedere sisteme complexe, acestea sunt caracterizate prin:

- un număr mare de componente interdependente;
- prezintă sisteme cu alimentare redundantă;
- conțin sisteme standby;
- sunt prevăzute cu sisteme (complexe) de siguranță.

Obiectul analizei arborelui de evenimente este determinarea probabilității tuturor posibilelor rezultate ce decurg din manifestarea unui eveniment inițial accidental. Prin analizarea tuturor posibilelor rezultate se pot identifica rezultatele ce pot duce la deznodământul dorit și rezultatele ce pot duce la un deznodământ nedorit.

Analiza arborelui de evenimente este bazată pe logica binară în care un eveniment fie s-a întâmplat, fie nu s-a întâmplat, în care o componentă fie a cedat fie nu. Acesta este important în analiza consecințelor ce apar în urma unor defectări sau a unui eveniment nedorit. Dacă există mai mult de un eveniment de inițiere, atunci se poate face câte un **event tree** (arbore de evenimente) pentru fiecare eveniment de inițiere.

Riscul total al sistemului este egal cu suma riscurilor tuturor evenimentelor de inițiere. Procedura de însumare este valabilă dacă unul sau mai multe evenimente de inițiere nu se pot realiza în același timp. Această presupunere se poate face dacă probabilitatea ca două sau mai multe evenimente de inițiere să apară în același timp este redusă, în comparație cu probabilitatea apariției unui eveniment de inițiere individual. Analiza arborelui de evenimente (ETA – event tree analysis) este o procedură inductivă ce arată toate posibilele ieșiri rezultate de declanșarea (inițierea) unui eveniment accidental, ținând cont de funcționarea sau malfuncționarea barierelor de siguranță și de factorii sau evenimentele adiționale. Prin studiul tuturor evenimentelor accidentale relevante (ce sunt identificate într-o analiză preliminară a riscurilor cu ajutorul tehnicii HAZOP, sau a oricărei alteia) ETA poate fi utilizată pentru identificarea tuturor potențialelor secvențe sau scenarii de accidente într-un sistem complex. Cu ajutorul acesteia pot fi identificate punctele slabe din design sau proceduri neconforme ale sistemului și pot determinate probabilitățile unor ieșiri (outcomes) variate dintr-un eveniment accidental. Metoda își găsește aplicații practice în analiza riscurilor din cadrul sistemelor tehnologice cât și în identificarea îmbunătățirilor în sistemele de protecție cât și în cadrul altor funcții de securitate/ siguranță.

10.4. Definirea unui eveniment accidental

Arborii de evenimente încep cu un eveniment inițial, precum defectarea unei componente, creșterea temperaturii sau a presiunii, sau degajarea unei substanțe periculoase, care pot duce la accident. Urmările evenimentului sunt desenate printr-o serie de traiectorii posibile. Fiecărei traiectorii îi este atribuită o probabilitate de ocurență și probabilitate a diverselor posibile rezultate poate fi calculată.

Când se definește un eveniment accidental se analizează:

- ce tip de eveniment este (ex.: scurgeri, incendiu);
- la ce nivel se manifestă evenimentul (ex.: în camera de control, la nivelul unui particular subansamblu);
- când se produce evenimentul (ex.: în timpul operațiilor normale, în timpul reviziilor de mentenanță).

În aplicațiile practice se poartă discuții în legătură cu ce ar trebui considerat drept eveniment accidental (ex.: ar trebui considerat un eveniment accidental o scurgere de gaze, producerea unui incendiu sau producerea unei explozii datorate acestuia). Ori de câte ori este posibil, trebuie să se aleagă întotdeauna **prima deviație semnificativă**, care ar putea duce la consecințe nedorite. Un eveniment accidental poate fi cauzat de:

- funcționarea incorectă sau defectarea unui echipament, subsistem sau sistem;
- eroare umană;
- deranjarea gravă a funcționării proceselor.

Un eveniment accidental este, în mod normal, „anticipat”. Proiectanții sistemelor trebuie să instaleze bariere menite să reacționeze la eveniment prin terminarea secvenței accidentale sau aplanarea consecințelor accidentului.

Pentru orice eveniment accidental trebuie să se identifice:

- progresia/progresiile potențiale de accident;
- dependențele sistemului;
- răspunsul condițional al sistemului la manifestarea evenimentului accidental.

După identificarea evenimentului accidental se pot produce diverse scenarii în legătură cu manifestarea acestuia. Posibilele scenarii alternative sunt:

- dispersii toxice în atmosferă;
- dispersii toxice în mediul de lucru;
- incendii;
- explozii.

Probabilitatea de apariție a incendiilor este legată de prezența surselor de aprindere (care oferă energia necesară pentru activarea reacției de combustie): aer – substanță combustibilă.

Sursele de aprindere sunt:

- scântei electrice;
- suprafețe încinse;
- flăcări deschise.

Aprinderea poate apărea imediat după dispersia în mediu sau în timp, permițând formarea unui nor.

10.5. Barierele de siguranță

Barierele sunt numite funcții de siguranță sau niveluri de protecție, și pot fi de natură tehnică și/sau administrativă (organizațională). Diagrama ce rezultă prin includerea barierei de siguranță îmbină toate posibilele combinații de evenimente care reușesc sau care dau greș și se răspândesc oblic spre dreapta structurii arborelui. Fiecărui succes sau insucces îi pot fi atribuite o probabilitate de manifestare iar rezultatul final este produsul probabilităților evenimentelor aflate de-a lungul unui traseu.

Barierele relevante pentru fiecare eveniment accidental specific trebuie enumerate în secvența în care acestea vor fi activate. Exemplele includ:

- sisteme automate de detecție (ex.: senzori detecție incendiu);
- sisteme de siguranță automatizate (ex.: stropitori/sistem de stingere incendiu);
- sisteme de alarmă pentru avertizarea personalului/operatorilor(ex.: sonoră, vizuală);
- proceduri și acțiuni ale operatorilor;
- sisteme de atenuare.

Fiecare barieră trebuie descrisă de o stare negativă de funcționare. Ex.: „Bariera X nu funcționează”- ceea ce înseamnă că bariera X nu este capabilă să îndeplinească funcțiile predefinite în momentul producerii unui eveniment accidental, într-un context specific.

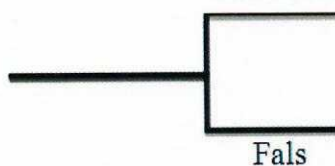
Evenimentele sau factorii adiționali trebuie menționați împreună cu barierele de siguranță, cât mai explicit posibil, în secvența în care aceștia intervin. Acestea trebuie de asemenea descrise în funcție de starea de funcționare pentru cazul cel mai pesimist posibil.

Ex.: aprinderea gazului în cazul unui scurgeri, direcția de propagare a vântului spre aria de locuințe. Ca urmare, un lanț al barierei și evenimentelor adiționale poate fi structurat ca în exemplul de mai jos.

	B1	B2	B3	B4	B5	
Eveniment accidental	Producerea unui eveniment adițional I	Bariera I nu funcționează	Bariera II nu funcționează	Bariera III nu funcționează	Producerea unui eveniment adițional II	Consecințe, ieșiri (outcomes)

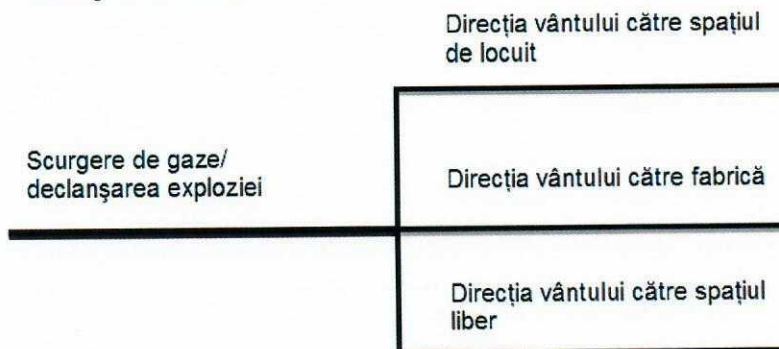
Funcționare barieră

Adevărat



Va fi prioritară consecința cea mai severă

În cele mai multe aplicații sunt considerate doar 2 alternative: „Adevărat”/„True” sau „Fals”/„False”. Este posibilă, de asemenea, apariția a 3 sau mai multe alternative după cum este prezentat în exemplul următor:



Consecințele finale pot fi de mai multe tipuri:

- în practică, mulți arbori de evenimente își găsesc finalitatea înaintea atingerii consecinței "finale";
- includerea consecinței "finale" poate mări dimensiunea arborelui, acesta devenind nepractic pentru vizualizare;
- se pot stabili anumite distribuții ale consecințelor pentru fiecare finalitate de ieșire iar probabilitatea fiecărei consecințe este determinată pentru fiecare finalitate de eveniment;
- practic, aceasta reprezintă o extensie a arborelui de evenimente, care permite o modalitate mult mai elegantă și simplă de prezentare și care ușurează urmărirea finalității rezultatelor.

10.6. Evaluarea consecințelor

Finalitatea evenimentelor accidentale se consemnează într-un tabel similar cu cel de mai jos:

Ieșiri/ Consecințe	Frecvență/ Probabilitate	Pierderi de vieți					Distrugeri materiale				Afectarea mediului înconjurător			
		0	1-2	3-5	6-20	>20	A	B	C	D	α	β	γ	δ
.....														

Consecințele pot depinde de unii factori sau evenimente adiționale. Spre exemplu:

- dacă o la o scurgere de gaze există aprindere sau nu;
- dacă la producerea unui eveniment accidental există sau nu prezență umană;
- direcția vântului sau starea factorilor de mediu externi în momentul producerii evenimentului accidental.
- Rezultatul final poate varia de la condiții de siguranță la catastrofe în funcție de lanțul de evenimente. Diversele stări ale subsistemelor se combină prin folosirea tehnicii deciziei -

logica ramurilor de arbore - pentru a ajunge la probabilitățile secvențelor accidentului. De exemplu, ruta cedării Inițiere – Distrugere subsistem A - Distrugere subsistem B, poate fi analizată în termenii unui event tree (arbore de evenimente).

- Pe măsură ce crește numărul subsistemelor, crește și numărul secvențelor de evenimente. Dacă există N subsisteme în plus față de evenimentul de inițiere atunci numărul secvențelor evenimentului este de $2N$.

Scenariile de risc sunt clasificate în funcție de tipul și gravitatea efectelor, variind de la rezultate total satisfăcătoare până la pierderi de diferite tipuri precum:

- Pierderea vieții sau rănirea personalului;
- Deteriorarea sau pierderea de echipamente sau a proprietății;
- Daune colaterale neașteptate sau ca urmare a testelor;
- Nerespectarea indicatorilor funcționali;
- Pierderea de disponibilitate a sistemului;
- Deteriorarea mediului.

Rezultatele din analiza arborelui de evenimente pot fi utilizate în:

- stabilirea acceptabilității sistemului;
- identificarea acceptabilității sistemului;
- identificarea oportunităților de ameliorare a sistemului;
- recomandări pentru îmbunătățiri;
- justificarea alocării resurselor pentru îmbunătățiri.

10.7. Exemple de utilizare a metodologiei de tip arbore de evenimente

10.7.1. Utilizarea unui arbore de evenimente în cazul fisurării unei conducte de la răcitorul unei centrale nucleare

Răcirea zonei de lucru din cadrul reactoarelor nucleare este esențială în cadrul bunei funcționări a acestora. Apa necesară răcirii este transportată în zona de lucru prin intermediul unui sistem de conducte și regiștri de răcire. O scădere a presiunii de lucru datorită fisurării unei conducte din cadrul acestui sistem poate fi fatală conducând la accidente grave. În cele ce urmează se prezintă structura unui arbore de evenimente în care, ca eveniment inițial este prevăzută fisurarea unei conducte din cadrul acestui sistem de răcire. În acest caz, în coloana a doua a arborelui este prevăzută și posibilitatea ca energia electrică ce alimentează pompele de circulare a apei să nu fie disponibilă din diferite cauze, una dintre cauze fiind tocmai pierderea apei din conductă și apariția unui scurt-circuit în sistemul de alimentare cu energie electrică. În aceste condiții, trebuie puse o serie de bariere în calea manifestării posibile a evenimentului inițiator care este fisurarea unei conducte din cadrul sistemului de răcire.

O primă barieră o constituie prevederea unei răcirii de urgență care să intre în funcțiune atunci când presiunea din conducta de apă (presiune care trebuie monitorizată) scade sub o anumită valoare. Evident că, pornirea sistemului de răcire de urgență depinde de funcționarea sistemului de automatizare pentru pornire (care nu a mai fost prevăzut aici) dar și de existența alimentării cu energie electrică.

Fisurare conductă	Disponibilitate energie electrică	Răcirea de urgență	Mutarea produșilor de fisiune	Integritatea containerului de izolare	Consecința	Rezultat
Evenimentul de inițiere P=0,001 f=0,01	Energie electrică disponibilă P=0,9984 f=0,01	Existență răcire de urgență	Nul	Nul	Scurgeri foarte mici	P=0,0009688448 f=0,010002385
		P=0,97 f=0,01	P=0 f=0	P=0 f=0		
		Cedare răcire de urgență P=0,03 f=0,01	Mutarea cu succes a produșilor de fisiune	Nul	Scurgeri mici	P=0,0000294 f=2.5E-5
			P=0,98 f=0,01	P=0 f=0		
	Insucces în mutarea produșilor de fisiune		Container de izolare integru	Scurgeri mici	P=0,593e-6 f=5.31E-7	
						P=0,99 f=0,01
	Energie electrică întreruptă P=0,0016 f=0,01	Nul	P=0,02 f=0,01	Cedarea containerului de izolare	Scurgeri medii	P=0,599E-8 f=5.68E-9
				P=0,01 f=0,01		
		Mutarea cu succes a produșilor de fisiune	Nul	Scurgeri mari	P=0,158E-5 f=1.1E-5	
						P=0,98 f=0,01
Insucces în mutarea produșilor de fisiune	Container de izolare integru	Scurgeri mari	P=0,3168E-7 f=2.31E-7			
				P=0,99 f=0,01		
Cedarea containerului de izolare	Scurgeri foarte mari	P=0,32E-96 f=2.36E-9				
			P=0,01 f=0,01			

Fig. 10.5. Arborele de evenimente în cazul fisurării unei conducte de la răcitorul unei centrale nucleare

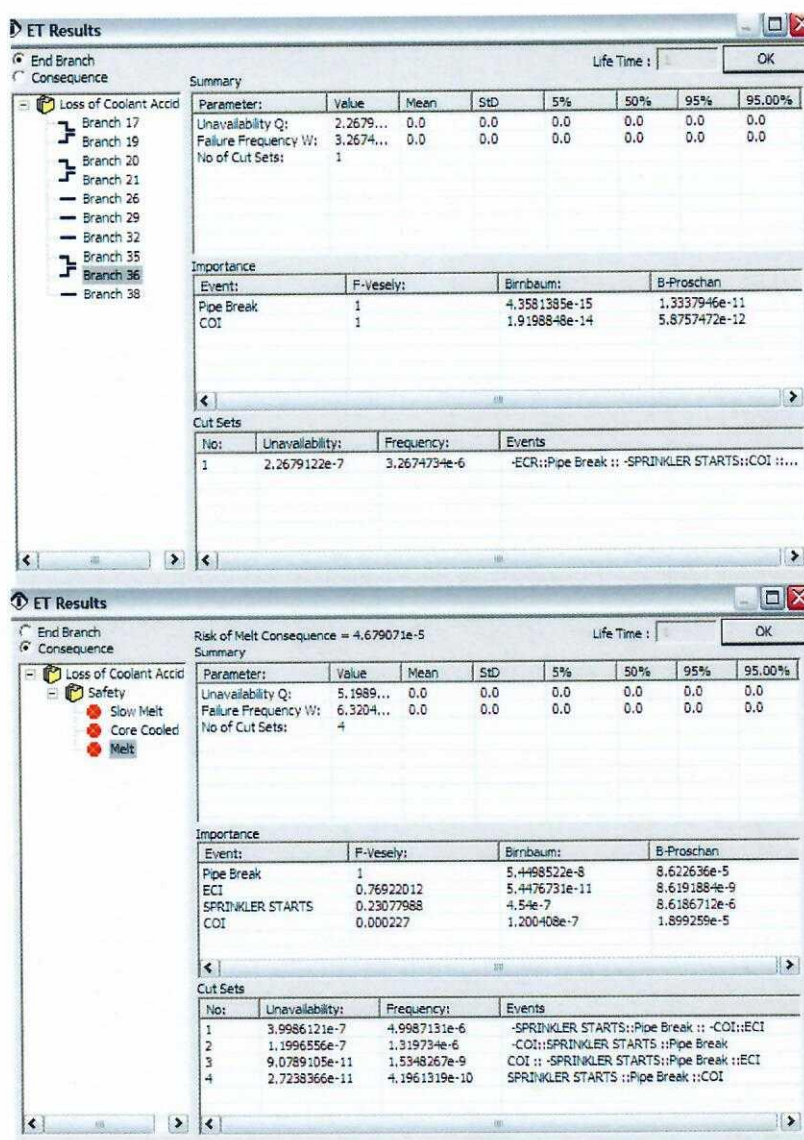
În cazul în care răcirea de urgență nu ar funcționa (din diverse motive) este prevăzută posibilitatea mutării produșilor de fisiune din zona centrală a reactorului (pentru centralele atomice la care acest lucru este posibil). În cazul acestei ultime operațiuni se pune și problema integrității containerului de izolare.

Schema generală a arborelui de evenimente propus pentru analiza în cazul fisurării unei conducte din cadrul sistemului de răcire al unui reactor nuclear este prezentată în figura 10.5.

Riscul precum și frecvența de manifestare sunt prezentate în tabelul următor. Se constată faptul că riscul de producere a unei scurgeri de radiații foarte mari este unul mic, în schimb acestuia i se atribuie un impact foarte mare.

Nume	Impact/consecințe	Probabilitate	Risc=Probabilitate*Impact
Scurgeri foarte mari	150	$P=0,32 \cdot 10^{-96}$	$R= 48 \cdot 10^{-96}$
Scurgeri mari	20	$P=0,31 \cdot 10^{-7}$	$R= 6,2 \cdot 10^{-7}$
	50	$P=0,15 \cdot 10^{-5}$	$R= 7,5 \cdot 10^{-5}$
Scurgeri medii	9	$P=0,599 \cdot 10^{-8}$	$R= 5,391 \cdot 10^{-8}$
Scurgeri mici	7	$P=0,593 \cdot 10^{-6}$	$R= 4,151 \cdot 10^{-6}$
Scurgeri foarte mici	1	$P=0,96 \cdot 10^{-3}$	$R=0,96 \cdot 10^{-3}$

Rezultatele privind fiecare ramură dar și pentru fiecare consecință sunt prezentate în tabelele următoare.



10.7.2. Utilizarea unui arbore de evenimente pentru a evalua reducerea riscului obținut de la dispozitivele de protecție împotriva căderilor de pietre

Este cunoscut faptul că, într-o perioadă în care apar precipitații, de pe versanți, în anumite zone există pericolul apariției căderilor de pietre. Folosind abordarea de tip arbore de defectare și evaluând probabilitatea ca o piatră care cade să lovească direct un autovehicul și/sau să provoace deteriorarea drumului provocând astfel un accident de circulație, este posibil să calculăm riscul parcurgerii respectivului drum ca fiind numărul de decese pe an, ținând seama de numărul de mașini care circulă pe acest drum pe an. Dacă valoarea obținută nu este acceptabilă pentru că este prea mare comparativ cu reglementările și standardele naționale, se pot efectua analizele din nou, considerând prezența sistemelor de protecție, care

reduc probabilitatea de cădere a pietrelor, acestea reducând astfel probabilitatea de apariție a unui deces, în consecință micșorează riscul drumului.

Instrumentul propus, bazat pe abordarea unui arbore de evenimente, permite o comparație simplă făcută între diferitele dispozitive de protecție, în funcție de capacitatea lor de a reduce riscul pe drum. Poate fi aleasă și justificată soluția optimă care ne oferă o valoare acceptabilă a riscului. Folosind valoarea calculată a riscului, este simplu apoi să evaluăm riscul de deces pentru oamenii care trec pe acel drum. În plus, arborele de evenimente descris permite evaluarea probabilității de apariție a accidentelor fără victime, ale cărui valori sunt importante pentru analiza costului.

Primul pas al analizei presupune alegerea numărului de pietre care pot cădea de pe o pantă într-un interval de timp predefinit. Din păcate, probabilitatea de manifestare a unui eveniment nedorit este adesea necunoscută iar dimensiunile unor pietre sunt deseori dificil de evaluat. Dacă acea locație este bine cunoscută și monitorizată, numărul pietrelor care cad de pe pantă într-un interval de timp (N_{tot}) poate fi obținut din analiza evenimentelor anterioare privind căderea pietrelor.

Al doilea pas este definirea numărului de evenimente, cu tot cu N_{tot} , care lovesc efectiv drumul (N_r), și cele care nu interacționează cu drumul (N_s). Aceste valori pot fi obținute de la o analiză a evenimentelor anterioare sau, alternativ, prin evaluarea analizelor traiectoriilor calculând procentajul tuturor traiectoriilor simulate care trec de un punct (modele 2D) sau de o zonă (modele 3D). Schema logică a acestor doi pași este prezentată în *figura 10.6* în timp ce secvența completă a evenimentelor posibile care conduc la un accident fatal este prezentată în *figura 10.7*. Datele necesare sunt: lungimea pantei (L_p), viteza medie a mașinii (V_m), lungimea medie a vehiculului (L_v) și numărul de mașini care parcurg acel drum pe zi (N_m).

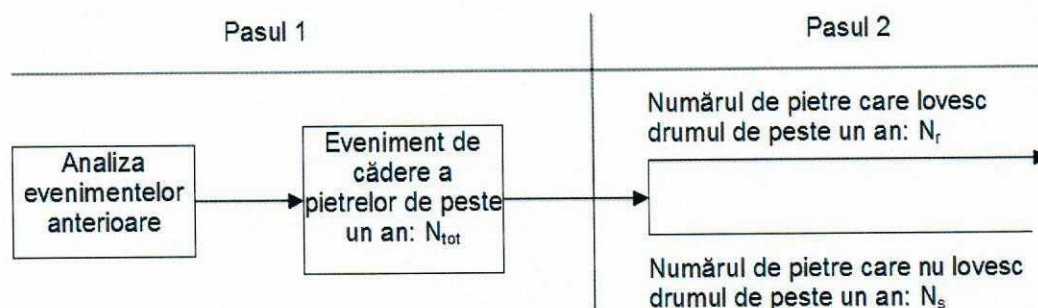


Fig. 10.6. Primul și al doilea pas din analiza unui arbore de evenimente

Schema generală a arborelui de evenimente propus pentru analiza în cazul desprinderii de pietre de pe un versant și interferenței acestuia cu drumul sau cu autovehiculele. Daunele provocate sunt: pentru drum, pentru autovehicule, posibilitatea pierderii de vieți omenești.

Prăbușirea micilor fragmente de piatră sau a blocurilor de piatră care se desprind de pantele situate în apropierea drumurilor sau căilor ferate, este unul din cele mai mari pericole pentru transportul de persoane care trebuie controlat de către cei care se ocupă cu infrastructura. În general, intervențiile de protecție împotriva căderilor de pietre pot fi considerate active dacă ele previn apariția instabilității, sau pasive dacă acestea sunt concepute pentru a atenua

efectele unei mișcări anterioare, prin interceptarea și oprirea acestor căderi înainte de a ajunge într-o zonă unde pot provoca distrugerii sau pierderi de vieți. Se pot lua o serie de măsuri active pentru a preveni aceste căderi de pietre, în timp ce terasamentele, șanțurile, parapeturile sunt considerate pasive, deoarece acestea nu interferează direct în procesul de desprindere a pietrelor dar controlează efectele dinamice ale pietrelor care deja s-au detașat.

Deoarece, în multe condiții reale, este tehnologic și/sau practic să reducem riscul la aproape zero cu intervenții pasive, proiectantul poate alege între diversele opțiuni tehnologice capabile să permită o comparație ușoară a eficacității diferitelor alegeri, în termeni de reducere a riscurilor.

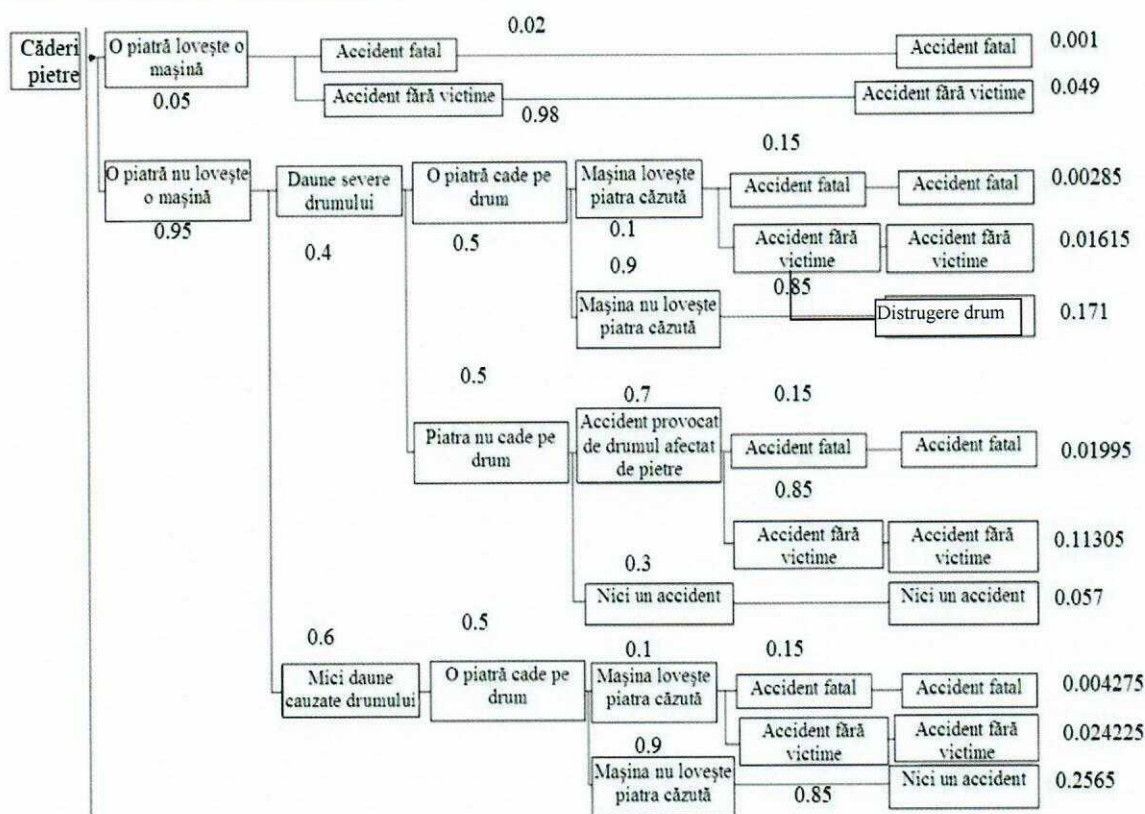


Fig. 10.7. Arbore de evenimente în cazul căderilor de pietre

Abordarea propusă are acest obiectiv, deoarece, prin introducerea în arborele de evenimente a conceptului ce prezintă capacitatea unui sistem pasiv de protecție, se poate calcula reducerea riscului de deces pe un drum studiat. Astfel, poate fi aleasă cea mai bună soluție de proiectare, cu trimitere la niveluri acceptabile de risc, și poate fi evaluată o analiză pe baza unor valori cantitative.

BIBLIOGRAFIE:

- [1] C. A. Ericson II, Hazard Analysis Techniques for System Safety, Chapter 12. Event Tree Analysis, Wiley online library, published Online: 24 AUG 2005,
- [2] <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/0471739421.ch12/summary>.

- [3] J.D. Andrews, S.J. Dunnett, Event Tree Analysis Using Binary Decision Diagrams, IEEE Transaction and Reliability, 49(2), 2000.
- [4] Z. Long, Z. Jinglun, Analysis and Study of System Safety Based on Event Sequence Diagram, IJCSNS International Journal of Computer Science and Network Security, VOL.8 No.2, February 2008.
- [5] V. Goanță și V. Palihovici, Expertize în Ingineria Mecanică, Ed. Tehnopress, Iași, 2006.
- [6] S.M. Hosseini, M. Takahashi, Combining Static/Dynamic Fault Trees and Event Trees Using Bayesian Networks, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007.
- [7] J. B. Dugan, K. J. Sullivan, D. Coppit, , The Galileo Fault Tree Analysis Tool, Proceedings of the 29th Annual International Symposium on Fault-Tolerant Computing, 1999.
- [8] ***, Programul ITEM Toolkit.

ANALIZA RISCULUI ȘI EXPERTIZE ÎN INGINERIA MECANICĂ

- LABORATOR 11 -

ANALIZĂ STRUCTURALĂ – LANȚURI MARKOV

11.1. Procese Markov

11.2. Mod de lucru privind exemplele de realizare a lanțurilor Markov

11.3. Programul Toolkit și Analiza de tip Markov

11.1. Procese Markov

Un proces Markov, sau un lanț Markov, este un proces stochastic care are proprietatea că, dată fiind starea sa prezentă, stările viitoare sunt independente de cele trecute. Această proprietate se numește proprietatea Markov. Cu alte cuvinte, starea curentă a unui astfel de proces reține toată informația despre întreaga evoluție a procesului. Lanțurile Markov au fost denumite după matematicianul rus Andrei Markov. Într-un proces Markov, la fiecare moment, sistemul își poate schimba sau păstra starea, în conformitate cu o anumită distribuție de probabilitate. Schimbările de stare sunt numite tranziții. Un exemplu simplu de proces Markov este parcurgerea aleatoare a nodurilor unui graf, tranzițiile fiind trecerea de la un nod la unul din succesorii săi, cu probabilitate egală, indiferent de nodurile parcurse până în acel moment. Practica oferă numeroase exemple, în care anumite valori caracteristice ale unui sistem, formând așa numitele stări discrete ale sistemului, variază o dată cu timpul, astfel încât ele nu pot fi prevăzute cu exactitate. Un asemenea proces în care una sau mai multe valori caracteristice lui variază aleator în timp îl numim "proces stochastic".

În cadrul proceselor aleatoare un loc deosebit îl ocupă procesele Markov caracterizate prin aceea că, apariția unei anumite stări este condiționată doar de un număr determinat de stări anterioare. Dacă numărul acestor stări anterioare este r , atunci este vorba de un proces Markov de ordinul r .

Procesele Markov de ordinul 1 ocupă un loc important în studiul sistemelor mecanice. Înseamnă că dacă un sistem se află la momentele de timp $t_0, t_1, \dots, t_j, \dots$ în stări $N(t_0), N(t_1), \dots, N(t_j), \dots$ și dacă el se comportă ca un sistem Markov de ordinul 1, atunci probabilitatea ca la un moment următor t_{j+1} starea lui să fie $N(t_{j+1})$ este determinată doar de starea lui din momentul anterior, adică:

$$\begin{aligned} P\{N(t_{j+1}) = k \mid N(t_0) = n_0, N(t_1) = n_1, \dots, N(t_j) = n\} = \\ = P\{N(t_{j+1}) = k \mid N(t_j) = n\} = p_k(t) \end{aligned} \quad (11.1)$$

Aceasta se exprimă prin formularea: *starea viitoare k depinde doar de starea prezentă n sau starea prezentă înglobează în ea întregul trecut.*

Pentru orice sistem este caracteristic **vectorul de stare** $\mathbf{p}(t)$. El este structurat ca un vector linie, având ca elemente probabilitățile absolute $p_n(t)$ ale tuturor stărilor n ale sistemului ($0 \leq n \leq \infty$).

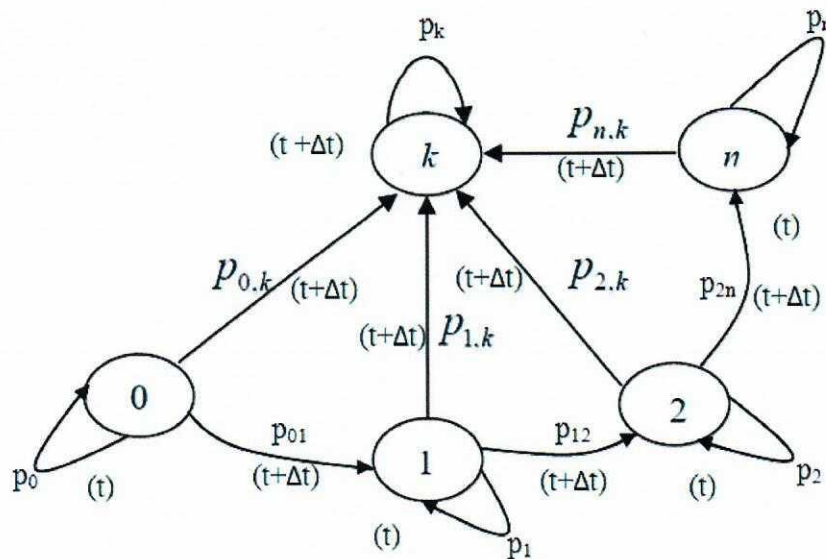


Fig. 11.1. Tranziții între stări la modelul Markov

În figura 11.1 se prezintă grafic această evoluție corespunzătoare unui proces Markov de ordinul 1. Stările sistemului numerotate începând cu 0, sunt reprezentate prin cercuri, iar prin săgeți sunt figurate eventualele tranziții între stări. Pe fiecare săgeată sunt notate probabilitățile de tranziție. Cu alte cuvinte, pentru ca la momentul $t + \Delta t$, sistemul să se afle într-o stare nouă plecând din starea prezentă n , la momentul t să aibă loc tranziția: $n \rightarrow k$, adică:

$$\text{Starea } k(t + \Delta t) = \cup \{ \text{starea } n(t) \cap \text{salt } n \rightarrow k \} \quad (11.2)$$

ceea ce în termeni probabilistici se poate scrie ca:

$$p_k(t + \Delta t) = \sum p_n(t) \cdot p_{n,k}(t) \quad (11.3)$$

Această relație reprezintă modul de exprimare matematică a caracterului Markovian al procesului, în care starea viitoare k nu depinde decât de starea prezentă n .

Relația 11.3 poate fi scrisă și sub formă matriceală. Toate probabilitățile de tranziție $p_{n,k}$ sunt grupate într-o **matrice de tranziție** \mathbf{T} (vezi tabelul 11.1), o matrice pătratică ce are ca dimensiune numărul total de stări posibile ale sistemului.

În această matrice, suma elementelor fiecărei linii este egală cu unitatea. Se obține astfel relația matriceală:

$$\mathbf{p}(t + \Delta t) = \mathbf{p}(t) \cdot \mathbf{T} \text{ sau } \mathbf{p}(t) = \mathbf{p}(0) \cdot \mathbf{T} \quad (11.4)$$

care face posibilă determinarea vectorului de stare a sistemului în orice moment de timp, pe baza matricei de tranziție și a vectorului stării vide.

Tab. 11.1. Matricea T pentru procesul de naștere pură

Stări în t	Stări în t+Δt			
	0	1	...	k
0	$1-p_{00}\Delta t$	$1-p_{01}\Delta t$		$1-p_{0k}\Delta t$
1	$1-p_{10}\Delta t$	$1-p_{11}\Delta t$		$1-p_{1k}\Delta t$
⋮				
n-1	$1-p_{n-10}\Delta t$	$1-p_{n-11}\Delta t$		$1-p_{n-1k}\Delta t$
n	$1-p_{n0}\Delta t$	$1-p_{n1}\Delta t$		$1-p_{nk}\Delta t$

11.2. Mod de lucru privind exemplele de realizare a lanțurilor Markov

Modelele Markov permit o reprezentare detaliată a cedărilor și a proceselor de reparare, în special atunci când sunt implicate dependențe, și, prin urmare, conduce la evaluări mai realiste privind măsurile întreprinse în vederea determinării fiabilității sistemelor. Analiza Markov se ocupă de evenimente rare, spre deosebire de simularea bazată pe analize, și, prin urmare, permite ca astfel de evenimente să fie analizate într-o perioadă rezonabilă de timp. Analiza Markov este o tehnică utilizată pentru a obține date numerice legate de fiabilitatea și disponibilitatea unui sistem sau a unei părți a acestuia. Analiza Markov este efectuată atunci când dependențele între cedările mai multor piese, precum și dependențele între cedările componentelor și ratele de cedare nu pot fi ușor reprezentate folosind o combinație de tip arbore de defectare în vederea determinării ratelor de cedare și reparații.

Construcția unei reprezentări de tip Markov

O analiză Markov este formată din trei etape majore:

1. O analiză a stării sistemului;
2. Date privind ratele de tranziție între sisteme;
3. Calculul în vederea obținerii soluțiilor modelului.

Etapele 1 și 2 au loc în editorul grafic al modelului Markov. În acest editor se pot desena cercuri și săgeți între cercuri, respectiv, se pot crea stări și tranziții între ele. Construirea de modele Markov mai mari este facilitată de capacitatea editorului de a construi ierarhic modele Markov, adică de a retrograda o stare de nivel superior într-una de nivel inferior pe o pagină separată similară cu utilizarea de porți de transfer în modelarea de tip Arbore de defectare. Ambele tranziții, atât cele continue cât și cele discrete pot fi introduse în model. Tranzițiile continue sunt acelea care reprezintă evenimente, ce pot avea loc în orice moment într-un interval de timp dat, în timp ce tranzițiile discrete au loc la un moment specificat în timp. În acest scop, tranzițiile individuale aparțin unui grup de tranziție, format din toate tranzițiile aplicabile unui interval de timp dat, sau care se fixează la un moment dat în timp. Între intervale, rata la care tranzițiile se fixează poate fi schimbată, oferind un sistem puternic pentru modelele de tip Markov.

Un element important în analiza de tip Markov îl reprezintă posibilitatea definirii grupurilor de stare. Acestea sunt grupuri în cadrul modelului pentru care utilizatorul dorește

să obțină statistici combinate, cum ar fi timpul total petrecut în oricare dintre stări sau numărul de tranziții în grup sau în afara grupului. Un grup care este definit, în mod implicit este "Indisponibil". Orice timp petrecut într-o stare care este marcată de utilizator ca aparținând acestui grup este considerat a fi cădere de sistem, care este luat în considerare atunci când se calculează măsurile de fiabilitate și disponibilitate. Odată ce definirea modelului este completă, utilizatorul indică statisticile, care ar trebui să fie calculate, dincolo de măsurile de fiabilitate ca sunt calculate în mod implicit. Măsurile disponibile includ probabilități de stare, timpul petrecut într-un anumit grup de stare, precum și rata de tranziție și numărul de tranziții în afară unei anumite stări sau grup de stare. După calculul soluției (pasul 3) aceste rezultate pot fi observate în diverse formate tabelare și grafice.

11.3. Programul Toolkit și Analiza de tip Markov

În cadrul acestui program, fiabilitatea unui sistem este reprezentată cu ajutorul unei diagrame de stare de tranziție, care constă într-un set de stări discrete în care se poate afla sistemul, și definește viteza cu care au loc tranzițiile între aceste stări. Ca atare, modelele Markov sunt formate din reprezentări comprehensive de lanțuri de evenimente posibile, ce reprezintă tranziții în cadrul sistemelor, care, în cazul analizei fiabilității și duratei de viață corespund unor secvențe de cedări și de reparații. Analiza de tip Markov se realizează pentru a determina anumiți parametri de stare, cum ar fi: probabilitatea de a fi într-o stare dată la un moment dat în timp, timpul în care un sistem se va afla într-o anumită stare, precum și numărul estimat de tranziții între stări, reprezentând numărul de cedări și reparații. Modelele Markov oferă o mare flexibilitate în modelarea evenimentelor depinzând de timp. Ele pot fi aplicate atunci când modelele ce au la bază ca parametru doar timpul, cum ar fi modelele de tip exponențial sau modelele de tip Weibull (timpul până la cedare) aceste modele nu sunt suficiente pentru a descrie aspectele dinamice, de fiabilitate sau durată de viață dintr-un sistem, așa cum poate fi cazul pentru sistemele de tip redundant. Soluția unui model Markov este echivalentă soluția unui sistem cu foarte multe ecuații diferențiale ordinare, care se face prin integrare. În acest scop, modulul de analiză Markov se bazează pe un motor de calcul ce se bazează pe multe aplicații academice și comerciale. Motorul de calcul este pornit printr-un simplu click pe un buton în cadrul Toolkit ITEM.

Reperete caracteristice modulului sunt:

- etapa de elaborare a modelului;
- editarea modelului în editorul de grafică;
- modele de tranziție de tip discret și continuu;
- definirea flexibilă a stărilor și grupuri de stare.

Modulul Markov furnizează următoarele măsuri și rezultate:

- limitele superioară și inferioară de timp așteptate;
- Număr de cedări și reparații posibile;
- Cedarea și frecvențele de reparații (la moment dat);
- Disponibilitatea / Încrederea (la moment dat în timp, media pe interval de timp de funcționare);

- Probabilitatea de a fi într-o anumită stare (la moment dat în timp, media pe interval de timp de funcționare);
- Generator de rapoarte personalizate;
- Facilități de Import / Export de la sau către Baza de date Jet, Excel sau text.

Zona de lucru Markov oferă o interfață pentru documente multiple (MDI), care vă permite să:

- Alegeți o anumită fereastră pentru afișare și pentru a muta și redimensiona toate ferestrele deschise;
- Deschideți și de a crea mai multe proiecte Markov, în același timp, în scopul de a compara rezultatele analizelor.
- Trageți și plasați între proiecte componente de stare și grup. Această caracteristică vă permite să creați rapid un nou proiect de reutilizare a componentelor de la alte proiecte.

11.3.1. Crearea unui proiect Markov

În acest exemplu, vom folosi modulul ITEM Toolkit Markov pentru a modela și analiza un sistem simplu de două componente de așteptare. Sistemul constă din două componente identice care operează în modul de „așteptare la cald”. Se presupune că cedările asociate componentei de așteptare nu sunt detectate până când nu este se pune o întrebare în acest sens. Modul de lucru, pentru realizarea unui proiect în cadrul programului Toolkit este următorul;

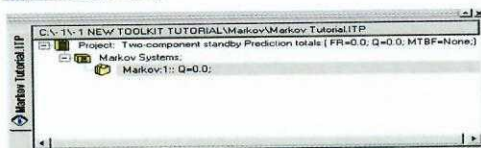
1. Faceți clic pe pictograma New Project din bara de instrumente implicite, sau selectați New Project din meniul File, *figura 11.2*;
2. Activați proiectul, făcând clic pe tab-ul Project sau în fereastra Project;
3. Selectați butonul Dialog din partea de jos a ferestrei Viewing Option;
4. Va fi afișată caseta de dialog Project.
5. Introduceți informațiile de proiect prin plasarea cursorului sau faceți clic în câmpurile corespunzătoare;
6. Tabelul de mai jos prezintă fiecare câmp disponibil pentru proiect precum și conținutul acestuia.

Fig. 11.2. Meniu ITEM pentru analiza Markov

Field	Description
Title	The Project Title
Name	Project Name

Part Number	Project Part Number
LCN	Logistic Control Number
Circuit Ref	Reference Identification Number (for internal purposes)
Analyst	The person performing the Markov calculation
Compiled By	The person who gathered the data for this analysis
Description	Description of the project
Function Description	What the project/system does
Notes	Any other pertinent information on the project
Approved By	The person required to sign off on the project
The following fields will display results only if a prediction system is part of the project	
Target Rate	Acceptable number of failures for the project (Failures Per Million Hours)
Life Time	Project life time given in hours
Redundancy	Redundancy Flag
Failure Rate	Total Project failure rate once analysis are completed
Unavailability	Project unavailability once the analysis has been run
MTBF	Mean Time Between Failures for the project

7. Din meniul Add, selectați Sistem Markov. In acest moment se vor adăuga Sistemul Markov și anteturile de proiect;



8. În Window System, faceți clic pe antetul Markov. Proprietățile de sistem apar în fila de dialog;

9. În fila de dialog, introduceți informațiile de sistem

prin plasarea cursorului sau faceți clic în câmpurile corespunzătoare;

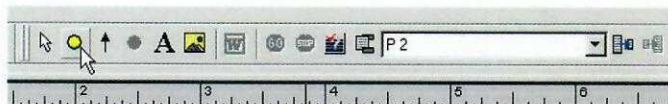
10. Tabelul de mai jos descrie datele ce ar putea fi introduse și la ce se referă fiecare câmp și bloc de câmpuri;

Field	Description
Title	The System Title
Name	A unique Reference Identifier for the System
Part Number	System Part Number

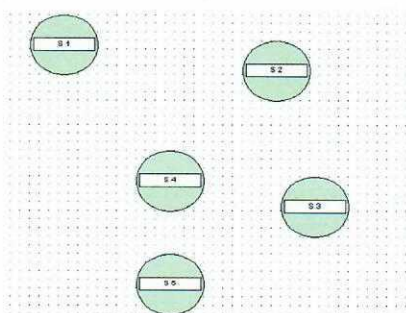
LCN	Logistic Control Number
Circuit Ref	Circuit Reference Number
Analyst	Name of the person performing the Analysis
Compiled by	Name of the person who gathered the data for the Analysis
Approved by	Name of the person who is required to sign off on the
Description	Description for this System
Function Description	Purpose/Description of this system
Notes	Enter any other pertinent information about this system
Mission Time	Mission Time of the System in hours
No of Intermediate	No of Intermediate Time Points to be computed during the
Failure Rate	Failure rate of the System. (Calculated)
Failure Frequency	Failure Frequency of the System. (Calculated)
No of Expected Failures	No of Expected Failures of the System. (Calculated)
Conditional Failure	Conditional Failure Intensity of the System. (Calculated)
Total Down Time	Total Down Time of the System. (Calculated)
Unreliability	Unreliability of the System. (Calculated)
Unavailability	Unavailability of the System. (Calculated)

11. Următorul pas este de a introduce 5 posibile stări în cadrul modelului, corespunzătoare următoarelor stări de sistem: ambele componente disponibile, cedare primară, cedare în așteptare, atât primul cât și cel în așteptare cedează, și reparație primară;

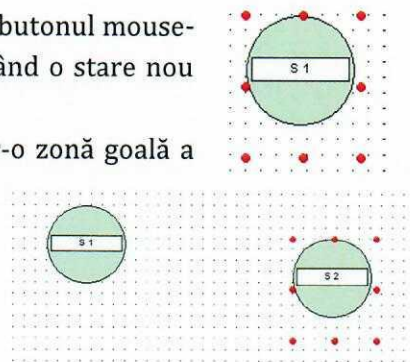
12. Din bara de instrumente Markov, faceți clic pe butonul de stare. Acest buton este folosit pentru a porni introducerea de noi stări în model;



13. Mutați mouse-ul în câmpul de desenare, și faceți clic pe butonul mouse-ului din stânga o dată. Va apărea un cerc verde, reprezentând o stare nouă creată;



14. Mutați mouse-ul într-o zonă goală a editorului, și faceți clic din nou stânga. În diagramă va apărea o a doua stare;

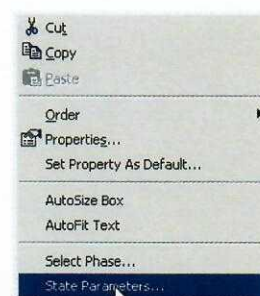


desenare;

16. Vom considera că, la momentul 0, atât componentele primare și cele de așteptare sunt disponibile, și că, prin urmare, sistemul este în prima stare. Cu alte cuvinte, această stare este starea inițială;

17. Faceți clic dreapta pe starea S1, corespunzătoare stării "ambele

15. Repetați ultimul pas de 3 ori. Un total de cinci stări vor fi vizibile în editorul de



componente disponibile". Va apărea un menu pop-up;

18. Din menul pop-up, selectați opțiunea parametrilor de stare. Va apărea o casetă de dialog.

19. În caseta de dialog, introduceți "both available" pentru Name și bifați opțiunea "Initial State", și faceți clic pe OK.

20. Parametrii de stare includ următoarele.

- Nume: o etichetă utilizată pentru a identifica starea. Numele fiecărei stări trebuie să fie unic între toate stările dintr-un model Markov.

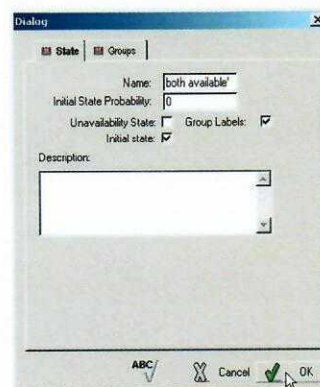
- Probabilitatea de stare inițială: o valoare cuprinsă între 0 și 1, reprezentând probabilitatea ca sistemul să fie în starea specifică la $t = 0$. **Suma probabilităților inițiale ale tuturor stărilor într-un model trebuie să fie egală cu 1.**

- Indisponibilitatea de stare: indică starea în care sistemul nu este disponibil. Modelul Markov indică starea pentru această opțiune printr-un cerc mic lângă cel mare.

- starea inițială: indică faptul că singura stare este cea inițială.

21. Repetați pașii 17 - 19 pentru stările rămase cu parametrii de mai jos

Original Name	New Name	Unavailability State	Initial State
S 2	Primary Failed		X
S 3	Both Failed	X	
S 4	Standby Failed		X
S 5	Primary Repaired		X



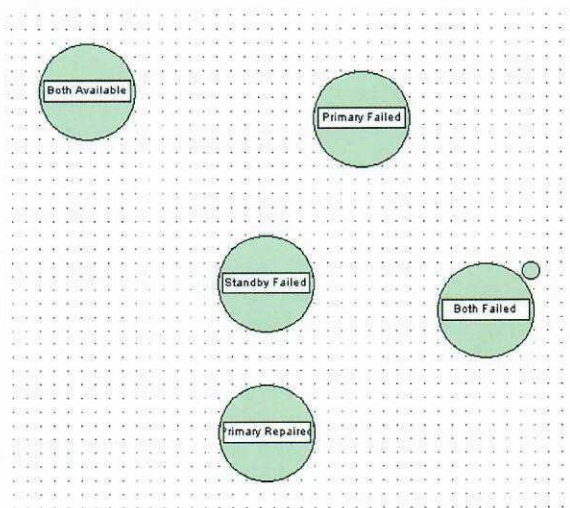
În plus, vom presupune că sistemul în ansamblul său nu este disponibil atunci când ambele componente, primară și de așteptare au cedat. Deși, în principiu, orice stare poate fi marcată ca fiind indisponibilă, aici ne vom limita doar la una.

- Faceți clic dreapta pe starea corespunzătoare 'both components failed'. Va apărea un menu pop-up.

- În menul pop-up, selectați opțiunea State Parameters. Se va deschide o caseta de dialog.

- În caseta de dialog, verificați opțiunea 'Unavailable State', și faceți clic pe OK.

- Asigurați-vă că în editorul grafic, starea este indicată ca fiind o stare nedisponibilă sistemului printr-un cerc mic ce apare alături de cercul mare.



22. În continuare, vom introduce date în modelul tranzițiilor reprezentând cedările precum și reparațiile componentelor. Prin introducerea unei tranziții originare într-o stare și care să conducă la alta, se modelează posibilitatea ca un eveniment să aibă loc și care ar aduce sistemul la o stare la alta. În modelul nostru simplu, vom introduce opt tranziții, astfel cum sunt enumerate în tabelul de mai jos.

From	To	Description	Rate
Both Available	Primary Failed	Failure of primary component	0.001
Both Available	Standby Failed	Failure of standby component	0.0001
Primary Failed	Both Available	Repair of primary component	0.5
Primary Failed	Both Failed	Failure of standby while primary failed	0.001
Standby Failed	Both Failed	Failure of primary while standby failed	0.001
Both Failed	Primary Repaired	Repair of primary while standby still failed	0.5
Primary Repaired	Both Available	Repair of standby	0.5
Primary Repaired	Both Failed	Repair of primary while standby under repair	0.001

23. În bara de instrumente Markov, faceți clic pe butonul Arrow Link. Acest buton este folosit pentru a porni crearea de noi tranziții.

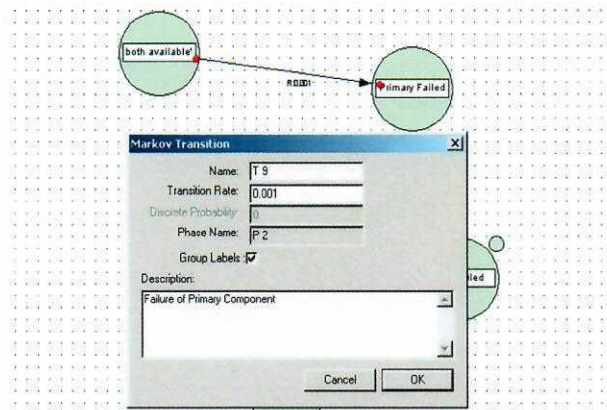


24. Faceți clic stânga pe starea Both Available. O linie cu originea în această stare devine vizibilă în timp ce mouse-ul este mutat în editor.

25. Click pe starea Primary Failed. Va apărea o săgeată între cele două stări. Eticheta de pe săgeata indică o rată de apariție R 0.0.

26. Faceți clic dreapta pe această etichetă. Va apărea un menu pop-up.

27. Selectați opțiunea 'Transition Parameters'. Apare un dialog.

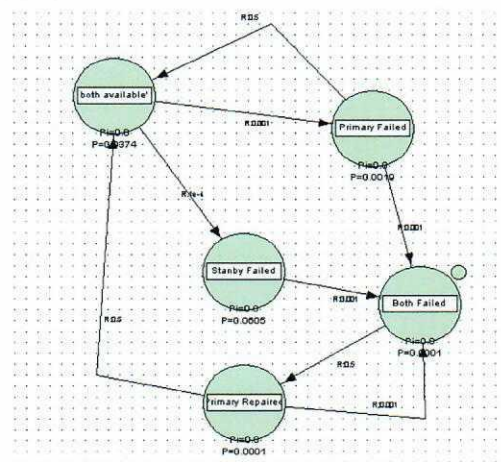


28. În câmpul cu eticheta 'Transition Rate' introduceți valoarea 0,001, ce corespunde ratei de apariție a acestei tranziții, și apoi faceți clic pe OK. Diagrama indică rata completă de apariție a tranziției.

29. Repetați procesul pentru celelalte șapte tranziții enumerate în tabel.

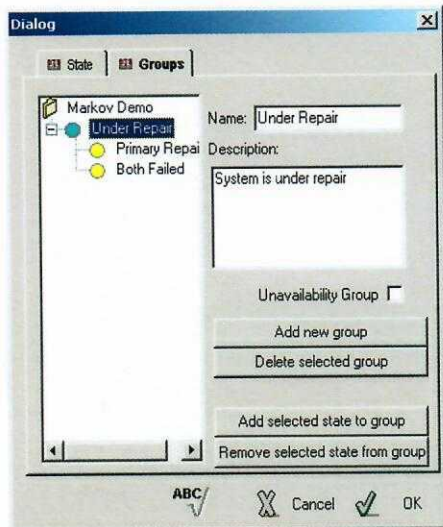
30. Acum, că atât stările și tranzițiile au fost definite, modelul este complet.

31. Împreună cu stările, este posibil să se definească grupurile de stare. Puteți crea

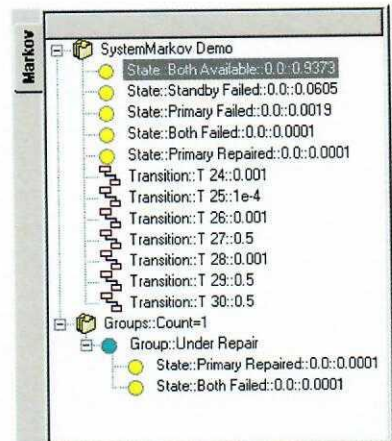


grupuri de stare în cazul în care doriți să obțineți rezultatele agregate, cum ar fi probabilitatea stărilor combinate, pentru două sau mai multe stări combinate. Un grup de stare poate conține orice număr de stări, și pot, prin urmare, să conțină o singură stare iar o anumită stare poate să aparțină la orice număr de grupuri de stare. Grupurile sunt create pentru a calcula rezultatele agregate, cum ar fi timpul estimat petrecut în oricare dintre stările dintr-un grup.

32. Cea mai simplă metodă de a crea un grup nou este să faceți clic pe butonul Add Group de pe bara de instrumente din editorul Markov. Un Grup nou, cu un nume implicit, este afișat în ierarhia Markov, în colțul din stânga jos al ferestrei Toolkit. Odată ce stările sunt adăugate la un grup, acest lucru va fi, de asemenea, vizibil acolo.



33. Stările sunt adăugate la un grup în caseta de dialog State Parameters. Pentru a deschide acest dialog, faceți



clic dreapta pe starea respectivă, și selectați opțiunea State Parameters în meniul pop-up. Apoi, faceți tab pe Grupul vizibil în acel dialog.

34. Partea stângă a ferestrei enumeră toate grupurile care au fost create până în prezent. Pot fi adăugate Grupuri noi făcând clic pe butonul Add New Group. Grupurile inutile pot fi șterse prin selectarea acestora

și făcând clic pe butonul Delete Selected Group. Rețineți că acest lucru va șterge numai definiția de grup, nu și stările cuprinse în grup.

35. Atunci când un grup este selectat, numele și descrierea acestuia sunt vizibile în câmpurile corespunzătoare. Câmpurile pot fi folosite pentru a modifica numele sau descrierea.

36. Pentru a adăuga o stare la un grup, faceți clic pe Add Selected State la butonul Group. Lista de grupuri va arăta acum că starea a fost atașată. Butonul Remove Selected State de la butonul Group poate fi utilizat pentru a elimina stările din grup.

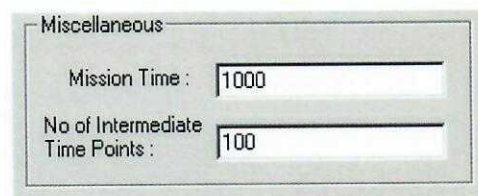
37. Închideți caseta de dialog făcând clic pe butonul OK. Informațiile pentru noul grup sunt afișată în ierarhia Markov, în colțul din stânga jos al ferestrei Toolkit.

38. Vom continua exemplul prin analiza modelului, precum și evaluarea rezultatelor. În primul rând, vom specifica misiunea intervalului de timp.

39. Faceți clic pe tab-ul Dialog.

40. Setați, în fereastra de dialog, timpul misiunii la 1000 și numărul de puncte intermediare până la 100.

41. Vom începe analiza efectivă.



42. Se revine la fereastra Markov, și începeți analiza modelului, făcând clic pe butonul Go în bara de instrumente.



43. Un indicator de progres pentru scurt timp devine vizibil. Odată ce analiza este completă, *figura 11.3*, apare un mesaj de notificare, care să ateste că a finalizat analiza fără erori. Rezultatele analizei sunt acum gata pentru vizualizare.

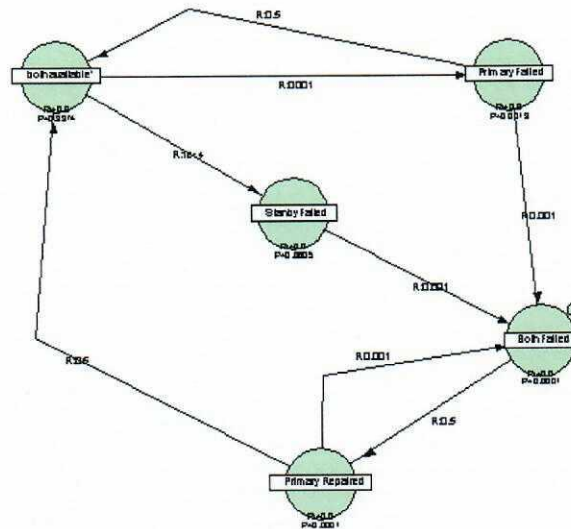


Fig. 11.3. Lanț Markov intermediar

44. Faceți clic pe butonul Result Summary din bara de instrumente. Se deschide un dialog sumar.



45. Tabelul din dialogul Result Summary afișează rezultatele cheie ale analizei Markov.

Markov Result Summary	
Summary	
Two-component state	
Parameter:	Value
Unavailability Q:	0.0001
Mean Unavailability:	7.889e-5
Failure Frequency W:	6.2449e-5
CFI	6.2457e-5
Expected Failures:	0.0396
Unreliability:	6.2455e-5
Total Down Time TDT:	0.0789
Availability A:	0.9999
Mean Availability:	0.9999
Repair Frequency:	6.2382e-5
CRI	0.5
Expected Repairs:	0.0394
Reliability:	0.9999
Total Up Time TUT:	999.9211
OK	

11.3.2. Analiza rezultatelor

În cele ce urmează se va arăta modul în care sunt calculate diferitele criterii de fiabilitate. X se referă la o stare sau grup de stări, care au fost marcate ca 'Unavailable States'. În aceste definiții, se folosește următoarea notație:

x : o stare;

X : un grup de stări.

$P_r(x,t)$: Probabilitatea că sistemul se află în starea x la timpul t .

$P_r(X,t)$: Probabilitatea că sistemul se află în una dintre stările care aparțin grupului de X la momentul t .

$\lambda_{x \rightarrow y}$: Rata la care are loc tranziția de la starea x la starea y . Aceste rate de tranziție presupun o tranziție continuă în timp.

$P_{x \rightarrow y}(t)$: Probabilitatea de o tranziție de la starea x la starea y la momentul t . Aceste probabilități se referă la tranziții discrete în timp.

Indisponibilitatea Q: / Disponibilitate A:

Indisponibilitatea este calculată ca probabilitatea ca sistemul să se afle în oricare din stările care aparțin grupului X la momentul t . Disponibilitatea este calculată ca 1 minus această valoare.

$$Q(t) = P_r(X,t)$$

$$A(t) = 1 - P_r(X,t)$$

TDT (Total Down Time – timpul de defect): / Total Up Time (timpul de funcționare) (TUT):

TDT și TUT sunt calculate ca suma preconizată de timp petrecut în orice stare care aparține grupului X , și, în orice stare care nu aparține grupului X , între 0 și t .

$$TDT = \int_{\tau=0}^t P_r(X,\tau) d\tau$$
$$TUT = t - TDT$$

Indisponibilitatea medie: / Disponibilitatea medie:

Indisponibilitatea medie se calculează ca suma preconizată petrecut în grupul X împărțită la timpul total al misiunii. Disponibilitatea medie este calculată ca 1 minus această valoare

$$\hat{U} = \frac{1}{t} \int_{\tau=0}^t P_r(X,\tau) d\tau$$
$$\hat{A} = 1 - \frac{1}{t} \int_{\tau=0}^t P_r(X,\tau) d\tau$$

Numărul de cedări, f: / Numărul de reparații, r:

Numărul estimat de reparații r se calculează ca fiind numărul estimat de tranziții de la X la stările din afara X . Numărul estimat de cedări f se calculează ca fiind numărul estimat de tranziții de la stările din afara X la stările din interiorul X .

$$r = \sum \sum \left[\int_{\tau=0}^t \Pr(x, \tau) \cdot \lambda_{x \rightarrow y} \cdot d\tau + \sum_i \Pr(x_i, t_i) \cdot P_{x \rightarrow y}(t_i) \right]$$

$$f = \sum \sum \left[\int_{\tau=0}^t \Pr(y, \tau) \cdot \lambda_{y \rightarrow x} \cdot d\tau + \sum_i \Pr(y_i, t_i) \cdot P_{y \rightarrow x}(t_i) \right]$$

unde t_k $k = 1, \dots, n$ este un set de timpi $t_k < t$ la care au loc tranzițiile discrete. Rețineți că această definiție exclude tranzițiile care au loc între stări ce fac parte din grupul X, precum și tranziții care au loc între stări care nu aparțin grupului X.

Lipsa de fiabilitate:

Lipsa de fiabilitate reprezintă probabilitatea ca unul sau mai multe sisteme să cedeze într-o perioadă specificată de timp. Numărul de cedări de sistem așteptate (W) oferă o bună aproximare a lipsei de fiabilitate a sistemului pentru cazurile în care $W \ll 1$.

Fiabilitatea:

Fiabilitatea reprezintă probabilitatea ca sistemul va funcționa fără cedare în perioada de timp specificată.

Frecvența cedărilor W :

Frecvența cedărilor W este termenul folosit de sistem pentru a reprezenta rata de cedare necondiționată. Rata de cedare necondiționată este probabilitatea ca sistemul sau componenta să cedeze în unitatea de timp, având în vedere că aceasta a lucrat în mod corect, la timpul zero. " W " este egal cu numărul de cedări așteptate ale sistemului.

CFI (Conditional Failure Intensity – Rata de cedare condițională):

Aceasta este probabilitatea de cedare pe unitatea de timp, având în vedere faptul că componenta lucrează așa cum a fost proiectată atât la timpul zero cât și la timpul t .

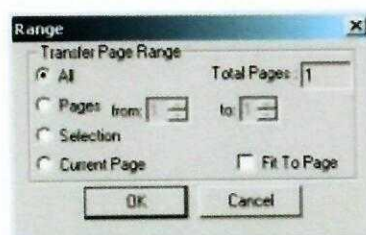
Cum se pot transfera rezultatele în Microsoft Word:

Este prevăzută o facilitate de export, care vă va permite să transferați date direct în Microsoft Word.

1. Pentru a accesa această facilitate, selectați pictograma Microsoft Word din bara de instrumente Markov.



2. Apare o fereastră. Selectați opțiunea dorită și faceți clic pe OK



3. Paginile de Markov care le-ați selectat vor fi transferate direct în Microsoft Word. Microsoft Word nu trebuie să fie activ pe desktop pentru a efectua acest transfer, acesta se va deschide automat.

În final lanțul Markov va arăta ca în figura 11.4.

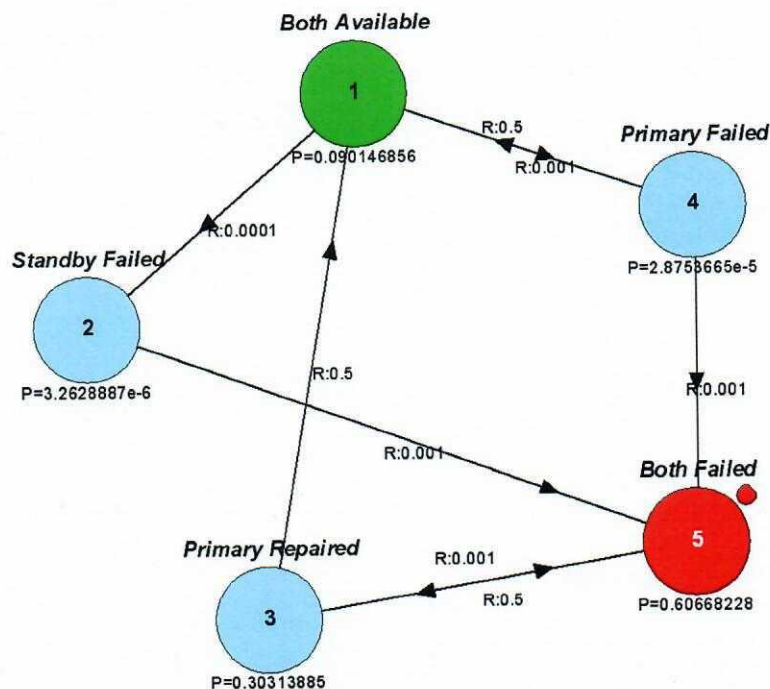


Fig. 11.4. Lanțul Markov final cu prezentarea rezultatelor

Mai jos se prezintă rezultatele obținute în cazul stării cu ambele componente defecte.

Summary View		
	Parameter	Value
1	Unavailability Q	0.60668228
2	Mean Unavailability	0.78699617
3	Failure Frequency W	0.00030317086
4	CFI	0.00077080398
5	Expected Failures	0.00018036637
6	Unreliability	1
7	Total Down Time TDT	0.78699617
8	Availability A	0.39331772
9	Mean Availability	0.21300383
10	Repair Frequency	0.30334114
11	CRI	0.5
12	Expected Repairs	0.39349809
13	Reliability	0.0
14	Total Up Time TUT	0.21300383

În figura 11.5 se prezintă un alt exemplu de utilizare a lanțurilor Markov.

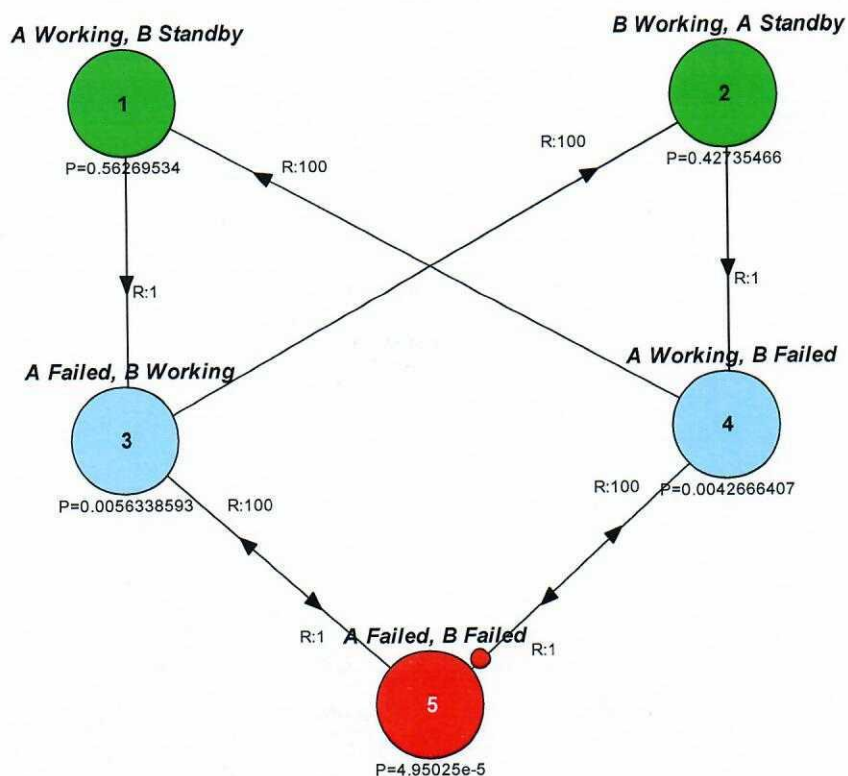


Fig. 11.5. Exemplu de lanț Markov cu rezultate afișate

În tabelul de mai jos se prezintă rezultatele obținute:

Summary View		
	Parameter	Value
1	Unavailability Q	4.95025e-5
2	Mean Unavailability	4.876245e-5
3	Failure Frequency W	0.0099005
4	CFI	0.0099009901
5	Expected Failures	0.0098019924
6	Unreliability	0.0096617466
7	Total Down Time TDT	4.876245e-5
8	Availability A	0.9999505
9	Mean Availability	0.99995124
10	Repair Frequency	0.0099005
11	CRI	200
12	Expected Repairs	0.0097524899
13	Reliability	0.99033825
14	Total Up Time TUT	0.99995124

În figura 11. 6 se prezintă un alt exemplu de utilizare a lanțurilor Markov.

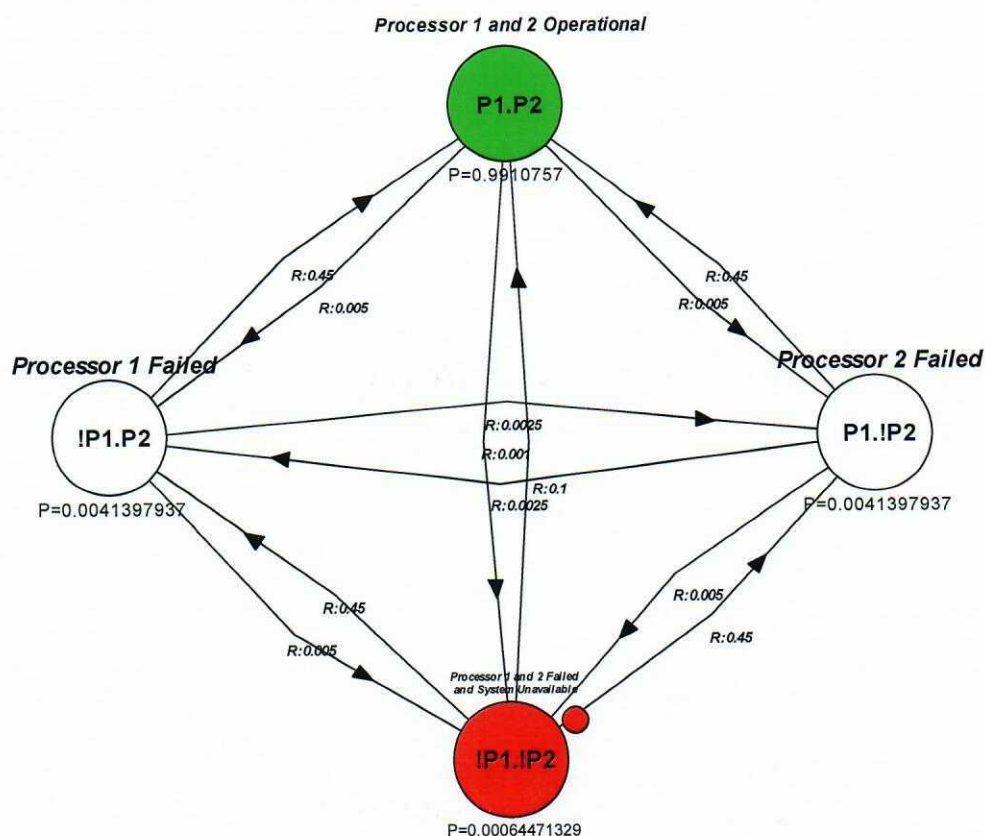


Fig. 11.6. Exemplu de lanț Markov cu rezultate afișate

În tabelul de mai jos se prezintă rezultatele obținute pentru lanțul Markov din figura 11.6.

Summary View		
	Parameter	Value
1	Unavailability Q	0.00064471329
2	Mean Unavailability	0.00037256572
3	Failure Frequency W	0.0010324736
4	CFI	0.0010331397
5	Expected Failures	0.001017279
6	Unreliability	0.0010167174
7	Total Down Time TDT	0.00037256572
8	Availability A	0.99935529
9	Mean Availability	0.99962743
10	Repair Frequency	0.00064471329
11	CRI	1
12	Expected Repairs	0.00037256572
13	Reliability	0.99898328
14	Total Up Time TUT	0.99962743

BIBLIOGRAFIE

- [1] ***, Chapter 11, Markov Chains, <https://www.dartmouth.edu/~chance/.../Chapter11.pdf>
- [2] Gh. Mihoc, C.Bergthaller, V.Urseanu, Procese stochastice, elemente de teorie și aplicații, Ed.Stiintica și pedagogica. 1978.
- [3] I.Gh.Sabac, Matematici Speciale 2. Ed. Tehnica. 1977.
- [4] E. Gutulan, Lanțuri și sisteme de așteptare markoviene: Elemente teoretice și aplicații. Ed Universitatea tehnică a moldovei Chișinău 2010.
- [5] A. Tolver, An Introduction to Markov Chains, Lecture Notes For Stochastic Processes, 2016.
- [6] Modelare și simulare Seminar 3,
<http://www.tc.etc.upt.ro/teaching/ms-ap/MS%20SEMINAR%207.pdf>
- [7] Platforma de e-learning și curriculară e-content pentru învățământul superior etnic. Ingineria calculatoarelor – O abordare din punct de vedere fiabilistic a științei calculatoarelor- Lanțuri Markov, http://andrei.clubcisco.ro/cursuri/f/f-sym/3ic/IC_6.pdf
- [8] <https://web.stanford.edu/class/stat217/New12.pdf>
- [9] An introduction to Markov chains, math.mit.edu/~rothvoss/18.../1-Pratiksha-presentation1.pdf
- [10] Markov Analysis Software, www.itemsoft.com/markov